

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
ENGENHARIA MECÂNICA

FELIPE LIMA CASTRO GERHARDT

**MODELAGEM COMPUTACIONAL DE UM RESERVATÓRIO
TÉRMICO ACOPLADO A UM REFRIGERADOR DOMÉSTICO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO II

LONDRINA

2019

FELIPE LIMA CASTRO GERHARDT

**MODELAGEM COMPUTACIONAL DE UM RESERVATÓRIO
TÉRMICO ACOPLADO A UM REFRIGERADOR DOMÉSTICO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel, em Engenharia Mecânica, do Departamento Acadêmico de Engenharia Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Ricardo de Vasconcelos Salvo

Co-orientador: Prof. Dr. Ismael de Marchi Neto

LONDRINA

2019



Ministério da Educação
Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Campus Ponta Grossa

Nome da Diretoria
Nome da Coordenação
Nome do Curso



TERMO DE APROVAÇÃO

MODELAGEM COMPUTACIONAL DE UM RESERVATÓRIO TÉRMICO ACOPLADO A UM REFRIGERADOR DOMÉSTICO

por

FELIPE LIMA CASTRO GERHARDT

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 04 de Dezembro de 2019 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Ricardo de Vasconcelos Salvo
Prof. Orientador

Rafael Sene de Lima

Rodrigo Corrêa da Silva

- O Termo de Aprovação assinado encontra-se na Coordenação do Curso-

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus por me capacitar e fortalecer frente a cada desafio e momento difícil da minha vida, pelas palavras de coragem e comprometimento concedidas a mim em momentos oportunos.

Ao meu orientador Prof. Dr. Ricardo de Vasconcelos Salvo e co-orientador Prof. Dr. Ismael de Marchi Neto pelo apoio, incentivo e ensinamentos prestados, tanto acadêmicos quanto pessoais, me proporcionando um crescimento de valor imensurável.

Aos meus pais, Anderson Alvim Gerhardt (*In memoriam*) e Clarice Lima Castro Gerhardt, aos meus familiares, à minha irmã, à minha namorada por todo amor, carinho, incentivo e apoio para superar as dificuldades.

RESUMO

GERHARDT, Felipe L. C. **Modelagem computacional de um reservatório térmico acoplado a um refrigerador doméstico**. 2019. 41. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Londrina, 2019.

Neste trabalho, foram realizadas simulações numéricas bidimensionais do modelo de um reservatório térmico acoplado a um refrigerador doméstico através de um trocador de calor casco tubo. A geometria foi desenvolvida no programa SpaceClaim do ANSYS enquanto a malha não-estruturada foi desenvolvida no programa ANSYS ICEM[®], com elementos quadriláteros, e as simulações realizadas no programa ANSYS Fluent[®]. As condições de contorno são as de não deslizamento e adiabática nas paredes, fluxo e temperatura prescritos no tubo do trocador de calor. Por conta da modelagem, foi proposta uma correção do fluxo de calor. Foi estudado o efeito do coeficiente de expansão térmica na estratificação e desempenho do reservatório e efeito na variação da inclinação do trocador de calor. Optou-se pela utilização da aproximação de Boussinesq para contabilizar a variação na densidade com a temperatura do fluido. A comparação dos dados obtidos numericamente e experimentalmente validaram o modelo. Os parâmetros de desempenho avaliados foram: número de Richardson, número de estratificação e eficiência exergética.

Palavras-chave: Reservatório térmico, Convecção natural, Estratificação térmica, Reaproveitamento energético.

ABSTRACT

GERHARDT, Felipe L. C. **Computational modeling of a thermal energy storage tank coupled to a household refrigerator**. 2019. 55. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Federal University of Technology - Paraná. Londrina, 2019.

In this work, two-dimensional numerical simulation of a thermal energy storage tank coupled to a household refrigerator through a shell and tube heat exchanger studies were performed. The geometry was developed in SpaceClaim from ANSYS, whereas the unstructured quadrilateral mesh was developed in ANSYS ICEM[®] and the simulation performed in ANSYS Fluent[®]. The boundary conditions are the non-slip and adiabatic on the walls, prescribed heat flux and temperature on the tube of the heat exchanger. Due to the modeling, a heat flux correction was proposed. Furthermore, the variation of the heat coefficient expansion and heat exchanger inclination effect on the storage tank performance. The Boussinesq approximation is used in order to account for the density variation with the fluid temperature. The numerical results are validated with experimental data. Impacts on the efficiency of the thermal energy storage tank as a result of variations in the inclination of the heat exchanger are also assessed by means of the following parameters: Richardson number, stratification number and exergy efficiency.

Keywords: Thermal Energy Storage Tank, Natural convection, Thermal stratification, Energy reuse.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Reservatório térmico com entrada de fluido através do difusor curvado	18
Figura 2 – Diagrama esquemático do aparato experimental	19
Figura 3 – Comparação dos resultados experimentais e numéricos a) para o processo de resfriamento do reservatório e b) da estratificação térmica.....	22
Figura 4 – Reservatório térmico: a) posição do difusor; b) estrutura do difusor	28
Figura 5 – Malha computacional gerada com o programa ICEM®.....	36
Figura 6 – Posição teórica de cada termopar no reservatório da simulação.....	39
Figura 7 – Número de Richardson médio ao final das 24h de simulação para as simulações do estudo de GCI	45
Figura 8 – Número de Richardson para as simulações do estudo de GCI em função do tempo	46
Figura 9 – Número de estratificação para as simulações do estudo de GCI	46
Figura 10 – Altura em função da temperatura para 24 horas de simulação em intervalos de 1h, Sim 2	48
Figura 11 – Temperatura em função das 24 horas de simulação, por altura para Sim 2.....	49
Figura 12 – Altura em função da temperatura para 24h de simulação, Sim 4	51
Figura 13 – Temperatura em função das 24 horas de simulação, por altura para a Sim 4	52
Figura 14 – Altura em função da temperatura para 24 horas de simulação, Sim 5	54
Figura 15 – Temperatura em função das 24 horas de simulação, por altura para Sim 5.....	54
Figura 16 – Altura em função da temperatura para 24 horas de simulação para 11 intervalos de tempo, Sim 6	56
Figura 17 – Temperatura em função das 24 horas de simulação, por altura para Sim 6.....	57
Figura 18 – Comparativo entre Str das simulações de temperaturas prescritas e experimento de Marchi, 2007.....	57
Figura 19 – Comparativo entre Ri das simulações com temperaturas prescritas e experimento de Marchi, 2007.....	58
Figura 20 – Altura em função da temperatura para as 24 horas de simulação em intervalos de tempo de 1h, Sim 7	60
Figura 21 – Temperatura em função das 24 horas de simulação, por altura para a Sim 7	60
Figura 22 – Altura em função da temperatura para 24h de simulação em intervalos de 1h, Sim 8.....	62
Figura 23 – Temperatura em função das 24 horas de simulação, por altura para Sim 8.....	63
Figura 24 – Comparativo da evolução dos gradientes máximos observados entre o topo e fundo, durante as 24h, para as Sim 2, Sim 8 e experimento de Marchi, 2007	63
Figura 25 – Média da diferença entre a Sim 2 e Sim 8 em função da altura.....	64
Figura 26 – Comparativo das velocidades máximas atingidas pelo fluido na entrada do reservatório, durante as 24h, para as Sim 2 e Sim 8.....	64
Figura 27 – Comparativo entre os Str obtidos nas simulações de fluxo prescrito e dados de Marchi, 2007.....	65
Figura 28 – Comparativo entre os Ri obtidos nas simulações de fluxo prescrito e dados de Marchi, 2007.....	65
Figura 29 – Média das diferenças de temperatura simulada e experimental ao longo do reservatório em função do tempo.....	68
Figura 30 – Média e desvio padrão das diferenças para as 24h de simulação em função da altura... ..	68
Figura 31 – Exergia destruída em função da angulação	70
Figura 32 – Eficiência exergética em função da angulação	70
Figura 33 – Gradiente entre o topo e fundo do reservatório em função da angulação do trocador de calor.....	71

LISTA DE SIGLAS, SÍMBOLOS E ACRÔNIMOS

LISTA DE SIGLAS

BEN	Banco Energético Nacional
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná
FOU	<i>First Order Upwind</i>
SOU	<i>Second Order Upwind</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

α	Difusividade térmica [m ² /s]
β	Coefficiente de expansão térmica [1/°C]
Γ_ϕ	Coefficiente de difusão para a quantidade ϕ [m ² /s]
ξ_{car}	Eficiência exergética de carregamento [-]
$ \varepsilon $	Erro relativo [-]
μ	Viscosidade dinâmica [m ² /s]
ρ	Densidade [kg/m ³]
ρ_0	Densidade constante do fluido [kg/m ³]
$\bar{\tau}$	Tensor de tensões viscosas [Pa]
ν	Viscosidade cinemática [Pa.s]
f	Fluxo prescrito por unidade de área [W/m ²]
u_i	Energia interna do fluido [J/kg]
u_0	Energia interna do fluido na temperatura de referência [J/kg]
k_{eff}	Coefficiente de condutividade efetiva [W/m.K]
s_e	Entropia do fluido que entra no reservatório [KJ/kg.K]
s_s	Entropia do fluido que sai do reservatório [KJ/kg.K]
s_i	Entropia inicial [J/kg.k]
s_f	Entropia final [KJ/Kg.k]

s_0	Entropia do fluido na temperatura de referência [J/kg.K]
n	Ordem de convergência da solução [-]
\dot{m}	Fluxo mássico de água [kg/s]
p	Pressão manométrica [Pa]
r	Razão de refinamento [-]
t	Tempo [s]
u_f	Energia interna final [kJ]
u_i	Energia interna inicial [kJ]
C_p	Calor específico a pressão constante [J/kg.K]
D	Diâmetro do reservatório [m]
E	Energia carregada pelo fluido [J]
$E_{x,e}$	Exergia que entra no reservatório [kJ]
$E_{x,s}$	Exergia que sai do reservatório [kJ]
$E_{x,des}$	Exergia destruída [kJ]
$\Delta E_{x,ac}$	Exergia acumulada [kJ]
H	Altura do reservatório [m]
F_s	Fator de segurança [-]
L	Comprimento característico [m]
M	Massa total do reservatório [kg]
N_{faces}	Número de faces [-]
$Str(t)$	Número de estratificação em função do tempo [-]
T_e	Temperatura de entrada [K]
T_s	Temperatura de saída [K]
T_{fundo}	Temperatura do fluido no fundo do reservatório [°C]
T_{topo}	Temperatura do fluido no topo do reservatório [°C]
T_0	Temperatura de operação do fluido [°C]
V	Volume do volume de controle [m ³]
\vec{g}	Aceleração da gravidade [m/s ²]
\vec{r}	Vetor de deslocamento [m]
\vec{v}	Vetor de velocidade [m/s]
\vec{A}_f	Vetor da área superficial de uma face f [m ²]
\vec{F}	Vetor de forças intensivas externas [N]
\vec{J}_j	Fluxo de difusão da espécie [kg/m ² .s]

Δt	Varição no tempo [s]
Δz	Varição na altura [m]
ΔT	Varição de temperatura [°C]
∇	Operador gradiente [-]

LISTA DE ACRÔNIMOS

COP	Coeficiente de Performance
<i>Str</i>	Número de estratificação
<i>Ri</i>	Número de Richardson
Gr	Número de Grashof
Re	Número de Reynolds
Ri	Número de Richards
Ra	Número de Rayleigh
AMG	Multigrid algébrico - <i>Algebraic Multigrid</i>
GCI_{ref}	Índice de convergência da malha refinada – <i>Grid Convergence Index</i>

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	13
1.1 OBJETIVOS.....	15
1.2 JUSTIFICATIVA.....	15
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
3 METODOLOGIA.....	29
3.1 MÉTODO NUMÉRICO.....	29
3.1.1 Modelo matemático.....	29
3.1.2 Método de discretização.....	32
3.1.2.1 Discretização espacial e métodos de interpolação	33
3.1.2.2 Discretização temporal.....	34
3.1.3 Malha numérica	34
3.1.4 Método de solução.....	35
3.2 GEOMETRIA E CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	35
3.3 INDEPENDÊNCIA DE MALHA	41
3.4 PARÂMETROS DE DESEMPENHO.....	42
4.1 <i>GCI</i>	44
4.2 SIMULAÇÃO 2.....	47
4.3 SIMULAÇÃO 4.....	49
4.4 SIMULAÇÃO 5.....	52
4.5 SIMULAÇÃO 6.....	55
4.6 SIMULAÇÃO 7.....	58
4.7 SIMULAÇÃO 8.....	61
4.8 COMPARATIVO ENTRE SIMULAÇÕES E EXPERIMENTO.....	66
4.9 EFEITO DA ANGULAÇÃO.....	69
5 CONCLUSÕES	71
6 REFERÊNCIAS	73

1 INTRODUÇÃO

A utilização consciente e eficiente de recursos energéticos tem sido cada vez mais importante como um meio de permitir o desenvolvimento sustentável para a humanidade (TIAN; ZHAO, 2013). Representando cerca de 39% do consumo de energia elétrica global, o setor residencial tem impacto relevante nas matrizes energéticas (IEA, 2016). Apenas refrigeradores e aparelhos de ar condicionado representam, mundialmente, cerca de 17% de todo o consumo de energia elétrica (IIR, 2015). De acordo com o relatório do Balanço Energético Nacional (BEN), publicado em 2018, a geração de energia elétrica nas centrais de serviço público e autoprodutores em 2017 no Brasil foi de 588,0 TWh, enquanto o consumo total foi de 526,2 TWh. Ainda no relatório disponível no BEN, dados apontam que o setor residencial corresponde a 25,5% da energia elétrica consumida no Brasil. Dados publicados em estudo do consumo de energia elétrica no Brasil, realizado pela Empresa de Pesquisa Energética, mostram que entre o período de 2008 e 2017 o consumo de energia elétrica no setor residencial brasileiro aumentou em 135,7% (EPE, 2018). Ainda no setor residencial brasileiro, o consumo de energia elétrica apenas das geladeiras corresponde a 18,3% do consumo total de energia elétrica neste setor (EPE, 2014). O estudo mostra também que entre os anos 2005 e 2012 a posse de geladeiras subiu de 87,9% para 94,5% dos domicílios, tornando ainda mais relevantes práticas de reaproveitamento energético destes dispositivos.

O desenvolvimento da geração de energia sustentável, a procura pelo aumento da eficiência e o reaproveitamento energético despertam interesse em métodos de armazenamento de energia, (OULD AMROUCHE *et al.*, 2016; XU; WANG; LI, 2014). Comumente são utilizados tanques de armazenamento de energia na forma térmica para sistemas de geração de energia cuja demanda e oferta são incompatíveis, a exemplo a energia solar (OULD AMROUCHE *et al.*, 2016). Além disso, destaca-se a utilização de reservatórios térmicos para usos domésticos (IEVERS; LIN, 2009). Diversos estudos, tanto experimentais quanto numéricos, avaliam a performance de reservatórios térmicos considerando parâmetros relevantes como a razão entre o comprimento e diâmetro do tanque (razão de aspecto), fluxo mássico de entrada do fluido no reservatório,

obstáculos e posicionamento dos dutos de entrada e saída de fluido (IEVERS; LIN, 2009; ÁLVARES *et al.*, 2013; YAICI *et al.* 2013; ALTUNTOP *et al.*, 2005; MARCHI NETO, 2007). Estes parâmetros possuem relevância na qualidade da estratificação térmica do fluido dentro do reservatório. Estudos indicam que a estratificação térmica está relacionada a eficiência do reservatório térmico (GHADDAR, 1994; GHADDAR; AL-MARAFIE; AL-KANDARI, 1989). Em comparação, a eficiência de armazenamento térmico de um reservatório com o fluido totalmente estratificado é de, aproximadamente, 6% a 20% maior quando comparado com um reservatório com o fluido totalmente misturado (HAN; WANG; DAI, 2009). Além do reaproveitamento energético, estudos sugerem que há um aumento no coeficiente de performance (COP) das geladeiras conectadas a reservatórios térmicos devido ao aumento da eficiência do trocador de calor, podendo gerar uma economia de 7% a 15% da energia elétrica consumida pelo compressor (ZUZARTE; SIMÕES-MOREIRA, 2015). Este aumento na eficiência pode ser causado pelo fato da troca de calor ocorrer através da convecção natural da água ao invés do ar (MARCHI NETO, 2007; BEM SLAMA, 2009).

A aplicação dos reservatórios térmicos para fins domésticos, como por exemplo o aquecimento da água do banho sem utilização de energia elétrica, pode representar um impacto considerável no consumo de energia elétrica, já que o aquecimento de água representa, segundo análise realizada pela EPE em 2014, 18% do consumo de energia elétrica nas residências brasileiras. Estudos constataram que a utilização de reservatórios térmicos para o aquecimento de 25 litros de água, de 20°C a 40°C em 4 horas, operando seis vezes ao dia, resultam em uma economia de, aproximadamente, R\$ 30,60/mês em comparação com aquecimento elétrico e R\$ 34,20/mês em comparação com aquecimento a gás por domicílio (ZUZARTE; SIMÕES-MOREIRA, 2015). Neste contexto, o reaproveitamento energético do calor rejeitado pelos refrigeradores domésticos, cuja proporção mundial é de aproximadamente 1 para cada 6 pessoas (MARQUES *et al.*, 2013), é relevante.

1.1 OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objetivo principal a validação de um modelo de um reservatório térmico acoplado a um refrigerador doméstico, através de simulações computacionais a partir do pacote computacional ANSYS® por meio dos programas ICFEM® e Fluent®. Os resultados foram comparados com os dados experimentais de Marchi (2007). Foram propostas condições de contorno de temperatura e fluxo prescrito para o tubo do trocador de calor. Além disso, avaliou-se também o desempenho do reservatório variando a inclinação do trocador de calor e o coeficiente de expansão térmica do fluido.

1.2 JUSTIFICATIVA

Continuamente esforços são concentrados com o objetivo de explorar práticas de reaproveitamento energético em refrigeradores domésticos (MARCHI NETO *et al.*, 2009; BEM SLAMA, 2009; ZUZARTE; SIMÕES-MOREIRA, 2015). Esta demanda se mostra relevante já que o percentual do consumo de energia elétrica domiciliar referente apenas a geladeira e aquecimento de água correspondem a aproximadamente 36,3% (EPE, 2014). O impacto energético e econômico no reaproveitamento do calor rejeitado pelo refrigerador para aquecimento de água, se aplicado em larga escala, pode ser significativo na matriz energética nacional, além de atender a demanda pela utilização consciente de energia. Ainda no contexto nacional, destaca-se a insegurança energética relacionada a dependência de uma matriz de geração predominantemente hidroelétrica, mostrando a relevância de uma reavaliação no consumo energético e no aumento da pesquisa e desenvolvimento, tanto das matrizes renováveis (CORREA DA SILVA *et al.*, 2016), quanto das práticas de reaproveitamento energético desse dispositivo de utilização intermitente.

A configuração do fluido contido no reservatório térmico possui relevância no resultado final desta aplicação, sendo que quanto maior a diferença de temperatura entre as camadas isotérmicas de água, menor a dissipação de energia ocasionada pela mistura das camadas do fluido. Existe

uma série de parâmetros, tanto dimensionais quanto operacionais, que afetam a eficiência de um reservatório térmico, a qual está diretamente ligada ao nível de estratificação térmica do fluido no seu interior (HAN *et al.*, 2009), cujos impactos podem ser previamente avaliados através de técnicas de simulação numérica. Com o aumento da competitividade entre as indústrias, existe uma demanda constante direcionada à redução de custos ligados ao tempo de desenvolvimento de produtos, matéria prima e números de tentativas e erros, sendo que todas essas medidas devem ser paralelas ao aumento da qualidade e da inovação do produto (PÉRÉMÉ *et al.*, 2011). A utilização da análise computacional como um pré-projeto se mostra como uma opção financeiramente viável e eficaz para a avaliação de diversos desses parâmetros antes da fabricação do equipamento. A análise computacional de um problema de engenharia permite não só o entendimento detalhado do comportamento de um dispositivo submetido a várias condições, mas também pode reduzir os custos de um projeto através da redução de materiais necessários à fabricação e do número de protótipos durante a fase do desenvolvimento do projeto (SIROIS; GRILLI, 2015). Portanto, o desenvolvimento da presente proposta poderá apresentar sua relevância por meio da análise do impacto econômico e energético no âmbito nacional, utilizando simulações numéricas computacionais para a avaliação da performance de um reservatório térmico acoplado a um refrigerador doméstico.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo apresenta-se a revisão da literatura relativa a estudos experimentais e simulações numéricas do desempenho de reservatórios térmicos em diferentes condições de operação em ordem cronológica.

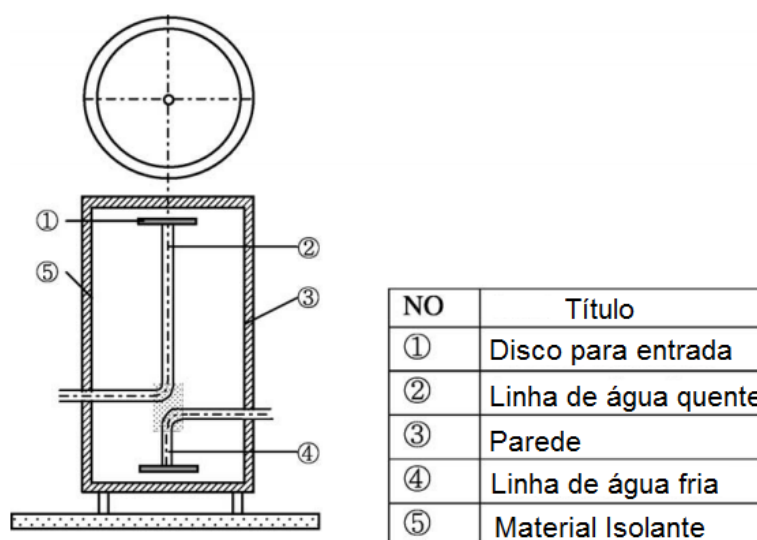
Utilizando o algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*), Shin *et al.* (2004) realizaram estudos computacionais para avaliar o impacto na geometria do reservatório térmico e condições operacionais na estratificação térmica. Na simulação numérica, utilizou-se dois modelos matemáticos de turbulência do tipo “*plug-type flow*”, que considera

pouca mistura entre água quente e fria, além do modelo $k - \varepsilon$ e RNG $k - \varepsilon$. Os resultados foram comparados com dados experimentais. Dentre as alterações geométricas avaliadas do reservatório estão o tamanho do reservatório, dividido entre pequena (58 cm de diâmetro por 100 cm de comprimento) e grande escala (27 m de diâmetro e 35 m de comprimento), a razão de aspecto, geometria do difusor da entrada do fluido e utilização de defletores na entrada do fluido. As condições operacionais avaliadas foram o fluxo mássico de entrada do fluido, diferença entre a temperatura inicial do fluido contido no reservatório e temperatura de entrada, além dos períodos de carregamento e descarregamento. Os autores concluíram que, para tanques de grandes dimensões, o fator operacional de maior relevância foi o tempo de carregamento do reservatório, que diminuiu o grau de estratificação devido aumento do efeito de transferência de calor entre as camadas. Além disso, observou-se pouca diferença na estratificação com o aumento do fluxo mássico de entrada no reservatório de larga escala. Foram observadas poucas diferenças entre resultados das simulações com os dois modelos matemáticos de turbulência, sendo que a performance do tanque de larga escala se mostrou superior ao de menor escala. O difusor curvado, Figura 1, apresentou melhor performance com relação à estratificação térmica. Para ambas as escalas, observou-se diminuição da estratificação com o aumento do tempo de carregamento dos reservatórios. A diferença da temperatura do fluido de entrada com aquele contido no reservatório se mostrou relevante apenas para o reservatório de pequena escala, em que o aumento desta diferença contribuiu para uma maior estratificação térmica.

Em estudo experimental, Abu-Mulaweh (2006) avaliou a performance de um sistema de recuperação de energia através do aquecimento de água em um reservatório térmico acoplado a condensadora de um ar condicionado. O sistema de recuperação utilizava do princípio de termosifão (convecção natural) para movimentar o fluido dentro do reservatório de aproximadamente 113 L. Foram realizados experimentos com dois tipos de trocadores de calor, ambos do tipo casco-tubo, em paralelo ao condensador original e operados em contracorrente. O primeiro deles possui tubo concêntrico com o casco, enquanto que o outro tubo tem formato helicoidal. O ar condicionado possuía capacidade de 12.000 BTU/h (3,5 kW) e permaneceu ligado por períodos de 4h

e 8h. Para o experimento com duração de 4h e tubo concêntrico com o casco, foi obtida uma diferença máxima de 10°C da água entre o topo e o fundo do reservatório. O mesmo valor de diferença de temperatura máxima (10°C) foi encontrado no experimento de 8h com o tubo helicoidal do trocador de calor. A maior temperatura foi observada no experimento de 8h, com tubo concêntrico, de aproximadamente 43°C. Em contraste, no experimento de 4h com tubo helicoidal a temperatura máxima foi de aproximadamente 38°C. Além disso, a temperatura no fundo do reservatório começou a aumentar apenas após 3,5h e 2h de funcionamento do ar condicionado para os trocadores de tubo concêntrico e helicoidal, respectivamente. Segundo os autores, a temperatura do fluido na entrada do reservatório somente aumentou após esse período. Foi observado um pequeno decréscimo no COP do ar condicionado decorrente do aumento do trabalho exercido pelo compressor.

Figura 1 – Reservatório térmico com entrada de fluido através do difusor curvado

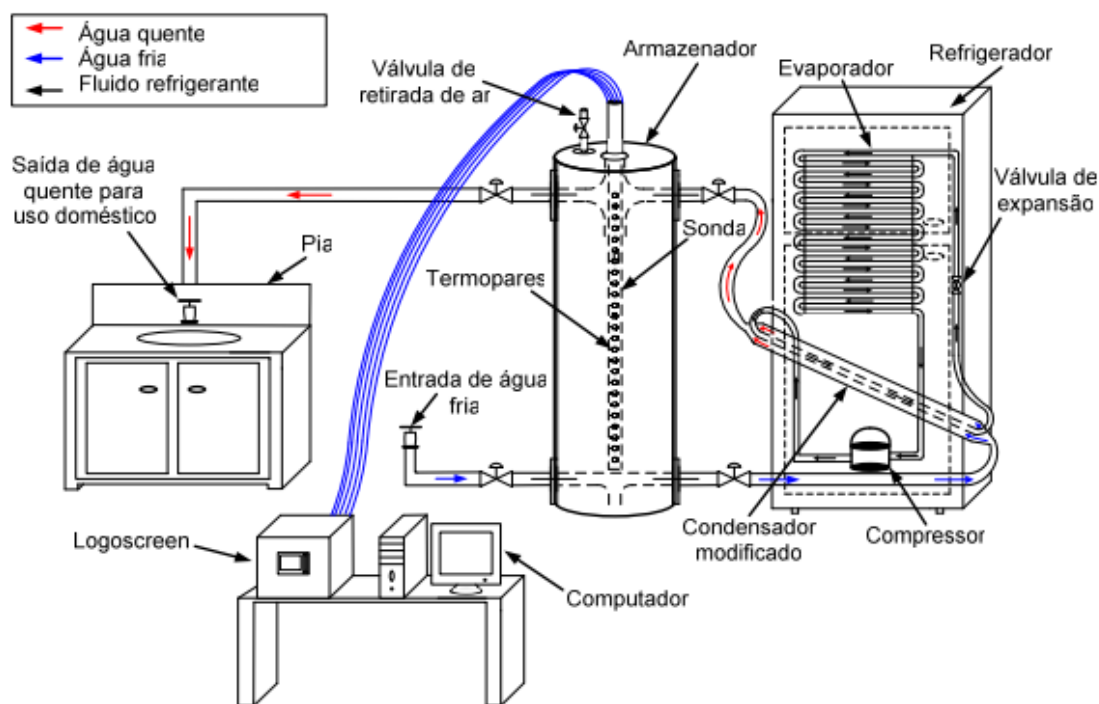


Fonte: Adaptado de Shinet *al.*(2004)

Marchi, Padilha e Scalon (2009), realizaram estudos experimentais do desempenho de um refrigerador doméstico acoplado a um sistema de armazenamento de água quente. Neste estudo foram avaliados o COP do refrigerador convencional e modificado, o qual está acoplado ao reservatório térmico. A estratificação térmica foi medida por meio de 31 termopares posicionados ao longo do eixo de centro do reservatório cilíndrico de 122 L.

Uma das unidades condensadoras das geladeiras foram substituídas por um trocador de calor do tipo casco-tubo operando em contra-corrente. A água contida no trocador de calor entrava no reservatório térmico por convecção natural. Os autores concluíram que não houveram mudanças significativas no comportamento termodinâmico do refrigerador com a adequação do sistema para promover o aquecimento de água. Também foi concluído que o calor liberado pelo condensador do refrigerador convencional gerou uma diminuição da performance térmica, pois ocorreu um aumento do fluxo de calor na parede próxima a condensadora. Além disso, concluiu-se que houve uma diminuição no COP do refrigerador modificado, de 0,47 para 0,35.

Figura 2 – Diagrama esquemático do aparato experimental



Fonte: Marchi (2007)

Em estudo de otimização da estratificação térmica em reservatórios térmicos, Levers e Lin (2009) investigaram os efeitos da alteração da razão de aspecto do reservatório, fluxo mássico de entrada e saída do fluido e posicionamento das entradas e saídas na estratificação térmica. Para a simulação, a malha foi gerada no programa computacional Gambit®, as simulações numéricas no programa CFD Fluent® e o pós processamento foi realizado no programa computacional Tecplot®. Na configuração dos

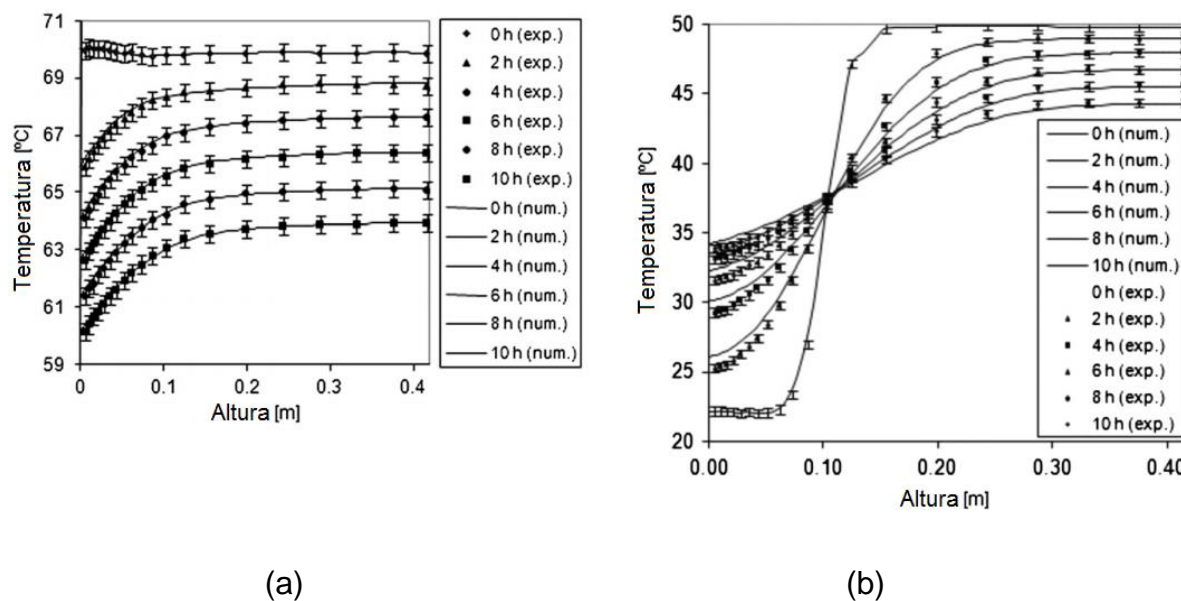
parâmetros de simulação, as dimensões da tubulação de entrada do fluido, temperatura e velocidade de entrada, que depende do fluxo mássico, permitiram que os números de Reynolds fossem 4224, 8442 e 12.672. No reservatório, as paredes foram configuradas com fluxo de calor nulo e condições de não deslizamento. As malhas utilizadas pelos autores eram de aproximadamente 300.000 volumes de controle com geometrias hexaédricas. Os resultados obtidos pelas simulações sugerem que houve diminuição da degradação na estratificação com o aumento da razão de aspecto. Utilizando o parâmetro de eficiência exergética, verificou-se que houve um aumento de 30,69% na estratificação quando a razão de aspecto é igual a 5. Houve também um aumento da degradação na estratificação com o aumento do fluxo mássico de entrada, alcançando 77,85% de aumento na degradação com fluxo mássico de 15 kg/s. Além disso, os autores perceberam uma diminuição da degradação na estratificação com o posicionamento das entradas e saídas do fluido longe das extremidades superior e inferior, chegando a uma redução de 72,26% na estratificação com a entrada e a saída afastados 300 mm do topo e fundo do reservatório, respectivamente.

Em estudo numérico e experimental, Savicki, Vielmo e Krezinger (2011) analisaram o comportamento térmico e hidrodinâmico de um reservatório térmico cilíndrico horizontal, através de um modelo matemático que correlaciona a evolução transiente da estratificação térmica desenvolvido. As simulações foram realizadas com um código computacional desenvolvido pelos autores utilizando o método de volumes finitos. Além disso, os autores também verificaram o efeito do posicionamento de um defletor para o jato de entrada e o posicionamento de entrada do fluido. Para o experimento, foi construída uma sonda com 20 termopares para monitorar a temperatura das camadas de fluido dentro do tanque, que possuía 42cm de diâmetro e 57cm de comprimento. No primeiro caso experimental, o fluido foi aquecido até 60°C, através de uma resistência elétrica, e monitorado o processo de resfriamento. A aquisição de dados foi feita em intervalos de 5 min por 2 dias, a uma temperatura ambiente de 15°C.

No segundo caso experimental, foi adicionada uma massa predeterminada de fluido quente na parte superior e frio na parte de inferior do reservatório até a formação da estratificação para observar a degradação da

termoclina. Entende-se por termoclina a camada de mistura que há entre as regiões quente e fria, gerando um gradiente de temperatura em função da altura. As análises numéricas foram realizadas considerando a condição de simetria no plano radial-vertical, apresentando resultados condizentes com o experimento mesmo com gradientes elevados. Na análise numérica, foram utilizados 73.960 elementos. Os resultados do processo de resfriamento obtidos via simulação foram muito similares aos experimentais, como observado na Figura 3a, validando o modelo matemático desenvolvido. Quanto à comparação dos resultados numéricos com os experimentais, relativos à estratificação térmica, foi observada similaridade no perfil de temperatura, como pode ser observado na Figura 3b. O impacto do defletor no jato de entrada, cuja vazão é de 0,01667 L/s, localizado a uma altura de $2/3$ do diâmetro, foi considerado relevante para a manutenção da estratificação térmica, até quando a temperatura do fluido dentro do reservatório se aproxima da temperatura de entrada do fluido. Para as demais alturas não foram observadas melhorias na estratificação, dado que a diferença de densidade contribuiu para a movimentação do fluido na parte superior do tanque. Como já observado em outros trabalhos, concluiu-se que a estratificação é melhorada quanto mais próximo do topo a entrada do fluido é posicionada.

Figura 3 – Comparação dos resultados experimentais e numéricos a) para o processo de resfriamento do reservatório e b) da estratificação térmica.



Fonte: Adaptado de Savicki; Vielmo; Krezinger (2011).

Em estudo experimental, Khalifa, Mustafa e Khammas (2011) investigaram o comportamento da estratificação térmica no resfriamento de reservatórios térmicos com diferentes razões de aspecto. Os tanques foram construídos em aço galvanizado com 1 mm de espessura, sem isolamento térmico. As razões de aspectos utilizadas foram de $\frac{1}{2}$, 1 e 2. Foram posicionados 12 termopares em 3 níveis de profundidade do reservatório e adicionado água a 85°C para observar o perfil de temperatura do tanque durante o resfriamento. Os autores concluíram que, para todas as razões de aspecto, houve um decréscimo na estratificação com a evolução do tempo além de uma melhor estratificação para razões de aspecto maiores. Além disso, foi concluído que a perda de calor para o ambiente foi o fator principal que leva a degradação da estratificação térmica do fluido contido nos tanques não isolados.

Em estudo via simulação numérica com geometria bidimensional, Dehghan e Barzegar (2011) analisaram a performance de um reservatório térmico de água quente durante condições de descarregamento. Foram analisados os efeitos dos valores dos números de Reynolds (Re) e Grashof (Gr), calculados na entrada do fluido, e dimensão da abertura de entrada do fluido no desempenho do reservatório. O aquecimento da água contida no

reservatório ocorreu através de um trocador de calor que envolvia o tanque, chamado de manto térmico. Foi utilizado um modelo de turbulência $k - \omega$, além das equações da continuidade, quantidade de movimento, Boussinesq, que tem como base a movimentação do fluido via diferença de densidade, e equação da energia. As equações governantes foram discretizadas aplicando o método dos volumes finitos e a solução obtida a partir do algoritmo SIMPLE. As condições de contorno de velocidade e temperatura da entrada do fluido no tanque foram retiradas dos resultados do estudo prévio de Dehghan e Barzegar (2009). Nas paredes, foi configurada condição de não deslizamento e adiabática onde não há o manto. Foi utilizada uma faixa de número elementos para as simulações, de 272.725 a 312.120. Os autores concluíram que, para razões de Gr/Re^2 pequenas, o fluido entra mais profundamente no tanque, acelerando a degradação da estratificação térmica. Além disso, foi concluído que o aumento do Re ou diminuição do Gr gera uma maior mistura na parte superior do tanque. O aumento da dimensão da abertura de entrada do fluido também apresenta o mesmo efeito.

Em estudo comparativo, Álvarez *et al.* (2013) avaliaram as temperaturas ao longo de um reservatório térmico conectado a uma placa solar, obtidas por simulação computacional e estudos experimentais. Para a construção da malha foi utilizado o programa computacional Gambit[®] 2.4, com números de elementos hexaédricos iguais a 405.855, 561.234 e 642.269. Para as simulações computacionais, foi utilizado o programa computacional Fluent[®]. As simulações foram realizadas com velocidade e temperatura especificadas na entrada, condição de não deslizamento e fluxo de calor por condução nas paredes. Os autores obtiveram resultados similares ao experimento, de modo que o perfil de temperatura do reservatório simulado se aproximava suficientemente do experimental, medido através de uma câmera térmica. A temperatura máxima e mínima do experimento foi de 42,700°C e 42,400°C; e da simulação de 42,705°C e 42,414°C, respectivamente.

Yaïci *et al.* (2013) investigaram a influência da razão de aspecto do reservatório e dos parâmetros operacionais no comportamento do escoamento, estratificação térmica e performance do reservatório térmico, conectado um sistema de energia solar, em simulações numéricas transientes. Tanto a malha

quanto as simulações foram feitas no programa computacional COMSOL[®]. O número de elementos das simulações variou com o volume do tanque, entre os valores de 127.000 até 140.000. Foram consideradas condições de fluido incompressível e propriedades constantes com exceção da densidade em relação a temperatura. Porém, foram desconsideradas as variações da pressão com a temperatura e as dissipações viscosas. As condições de contorno utilizadas foram as de não deslizamento em todas as superfícies sólidas e fluxo de calor nulo na superfície do reservatório, laterais, topo e fundo. Os resultados mostraram que, para uma altura de reservatório fixa, a eficiência da estratificação térmica foi ótima para a maior razão de aspecto, igual a 3,5. Quanto aos aspectos operacionais, concluiu-se que para uma distância da tubulação de entrada do fluido em relação ao topo de 20 mm, a formação da camada de estratificação acontece mais rapidamente, além de apresentar um melhor desenvolvimento das camadas com o passar do tempo. Também foi possível verificar que houve aumento na degradação da estratificação com o aumento no fluxo de entrada do fluido, através da comparação qualitativa dos gráficos de temperatura adimensional por altura adimensional obtidos. Finalmente, verificou-se o aumento na estratificação térmica com o aumento da diferença de temperatura de entrada do fluido com aquele já presente no reservatório. Em contrapartida, concluiu-se que houve aumento na degradação da estratificação com o aumento desta diferença de temperatura, devido aumento da transferência de calor entre camadas da termoclina.

Zuzarte e Simões-Moreira (2015) realizaram um estudo experimental que avaliou o impacto energético e econômico da recuperação do calor rejeitado por refrigeradores domésticos de pequeno porte para aquecimento de água. Foi utilizado o refrigerador FRICON VCV-2E05, em que a sua condensadora foi colocada em série com o trocador de calor com capacidade de 25L. O trocador de calor foi dimensionado apresentando 1,80 m de comprimento, diâmetro fixo de 7,94 mm e fluxo de calor prescrito na tubulação da condensadora. Para simplificação dos cálculos, considerou-se constantes a taxa de infiltração de 1074,05 kWh e o COP de 1,36. Partindo de uma temperatura inicial da água no reservatório de 20°C, foi possível aquecer 25L de água até um valor médio de 40°C, a uma taxa de 5°C por hora, em um intervalo de 4h de funcionamento do refrigerador. Este aquecimento

correspondeu a uma taxa de 145 W no período total de aquecimento. Considerando a capacidade máxima diária de aquecimento do sistema construído igual a 12,6MJ, correspondente ao aquecimento de 20°C a 40°C de 25L por seis vezes ao dia, os autores concluíram que seriam economizados aproximadamente R\$30,60 de energia elétrica mensalmente utilizando este meio para o aquecimento de água. Comparando com aquecimento convencional a gás GLP e considerando uma tarifa média de R\$ 3,00/m³ para o mesmo volume e condições de temperatura, o valor mensal da economia foi estimado em R\$34,20. Além disso, foi observada uma redução de 7% a 15% no consumo de energia elétrica do compressor devido a melhor troca de calor e o aumento do COP do refrigerador, que foi de 1,36 para 1,54.

Em estudo computacional, Abdelhak, Mhiri e Bournot (2015) realizaram simulações tridimensionais de um reservatório térmico doméstico. Para a análise da performance do reservatório, avaliaram a estratificação térmica em condições de carga e descarga a partir de indicadores de eficiência. Além destes aspectos, foi analisado o impacto na performance do reservatório decorrente de sua orientação espacial, horizontal ou vertical. O programa utilizado na simulação numérica foi o Fluent[®] v6.3 e para o pós-processamento foi utilizado o Tecplot[®]. O modelo matemático utilizado foi o de Boussinesq. O reservatório possui 480mm de diâmetro e 870mm de comprimento. A malha utilizada foi híbrida com elementos tetraédricos e hexaédricos. Após avaliação de independência de malha, o número de elementos final das simulações foi de 471.478. As condições de contorno na entrada foram de velocidade igual a 0,20057 m/s e temperatura do fluido de 288 K. Para a saída do fluido, a conservação da massa deve ser satisfeita. Nas paredes, foram configuradas condição de não deslizamento e adiabática, com exceção de uma pequena área na parte inferior do reservatório que foi considerada não isolada e teve condição de contorno de convecção. Concluiu-se que o reservatório vertical, nas condições operacionais simuladas, exibe menos efeito de mistura do fluido próximo a região da entrada quando comparado ao horizontal. Ainda segundo os autores, esses resultados indicaram que o aumento na mistura dos reservatórios com orientação horizontal ocorreu devido aumento da área superficial entre as camadas. Por fim, foi concluído que a orientação vertical do

reservatório foi consideravelmente mais eficiente na estratificação térmica do fluido com relação a orientação horizontal.

Yang *et al.*(2016) realizaram estudos comparativos, tanto numérico quanto experimental, das eficiências da estratificação térmica e capacidade de armazenamento térmico para reservatórios de água aquecida com formatos diversos e em condição de resfriamento. Todos os reservatórios foram construídos com volume de 33,6L independentemente do formato. Na análise experimental foi observado o comportamento da estratificação térmica de um tanque deixado em resfriamento de 80°C até 15°C. A simulação numérica foi realizada utilizando o modelo matemático desenvolvido pelos autores, que teve resultados validados por experimento. O método numérico utilizado foi o de volumes finitos. A malha não estruturada foi desenvolvida no programa computacional GAMBIT, enquanto as simulações foram realizadas no Fluent®. As condições de contorno na parede foram as de temperatura e fluxos prescritos, já que o modelo utilizado contabiliza a convecção externa, bem como a condição de não deslizamento do fluido. Os autores concluíram que dentre os 10 formatos de tanque, aqueles com formato esférico e cilíndrico foram os que possuem maior eficiência no armazenamento de energia na forma de fluido quente, chegando a 72,68% e 72,46% em condição de resfriamento de 12h, respectivamente. Além disso, foi concluído que os tanques com cantos vivos possuem maior grau de estratificação que aqueles com cantos arredondados ou hemisférios esféricos.

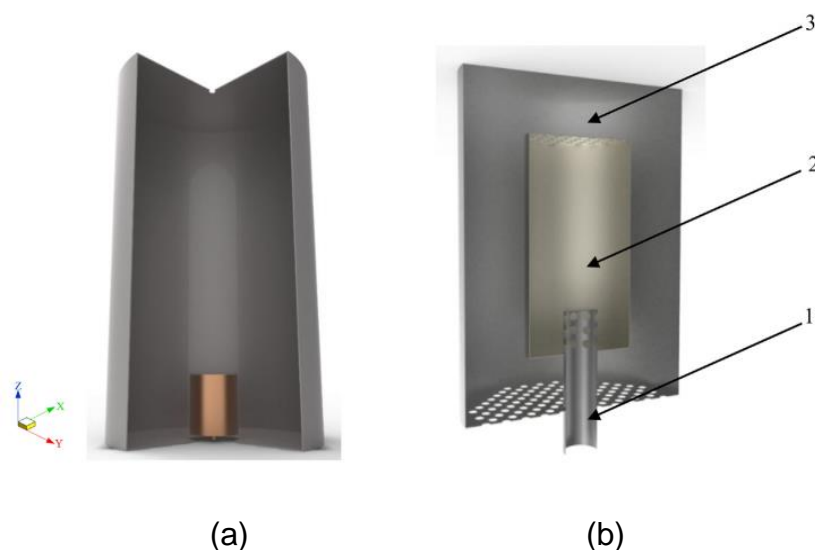
Wang e Davidson (2017) investigaram experimentalmente a influência de um obstrutor de jato poroso posicionado na entrada do fluido, na estratificação de um reservatório térmico em condição de carregamento. Para quantificar a estratificação, foi utilizado o parâmetro de eficiência exergética. O fluxo mássico de água utilizado foi de 0,07 kg/s e seu aquecimento ocorria antes da entrada no reservatório, através de um boiler de 11,3 kW. O tanque possuía 1000 L e foi isolado com poliestireno expandido de 50,8 mm de espessura. Os testes foram feitos com três tipos de entradas de fluido diferentes: entrada livre, com difusor e uma entrada adaptada com difusor e com uma tubulação porosa. No primeiro experimento, o fluido entrou a 33°C no tanque já estratificado com temperaturas iniciais máxima e mínima de 46°C e 20°C, respectivamente. No segundo experimento, o fluido entrou a 46°C e a

temperatura inicial do tanque era homogênea a 20°C. Os autores concluíram que, para ambos os casos, a eficiência exérgica foi maior com a entrada do fluido pelo tubo poroso. Segundo os autores, no primeiro caso, o fluido que entra no reservatório pelos poros do tubo apresenta flutuabilidade neutra. Já para o segundo caso, os autores concluíram que a maior eficiência exérgica ocorreu pela baixa mistura do fluido que passa pelos poros.

Bouhal *et al.* (2017) realizaram estudo numérico de otimização da estratificação térmica em um reservatório térmico através do posicionamento do bocal de entrada do fluido e da inserção de placas planas em diferentes posições e inclinações. Além disso, foi quantificado a estratificação térmica a partir dos números de Richardson e o número adimensional de estratificação. Nas simulações, realizadas no programa Fluent[®], foi utilizada a geometria de um reservatório de 260 L em condição de carregamento do fluido (água) durante 180 segundos. As condições de entrada da água foram: velocidade uniforme igual a 0,1694 m/s e temperatura de 15°C, enquanto que na saída foi configurada de modo a obedecer a condição de pressão. Nas paredes foram consideradas as condições adiabática e de não deslizamento do fluido. A malha foi gerada de forma estruturada com número de elementos de, aproximadamente, 127.000. O modelo matemático utilizado foi o de Boussinesq, juntamente com as equações da continuidade, conservação do momento linear e a equação da energia. Os autores consideraram escoamento laminar pelo fato do fluido apresentar baixa velocidade nas condições estipuladas. Os autores concluíram que a estratificação foi otimizada com a adição de duas placas planas posicionadas na metade da altura e no topo do reservatório. Além disso, foi concluído que dentre as angulações de 0°, 30°, 45° e 120°, a que apresentou melhores indicadores de estratificação foi a de 30°.

Wang *et al.* (2017) realizaram estudos experimental e numérico com uma geometria tridimensional da qualidade da estratificação térmica de um reservatório de 60 L em condições de operação. Os parâmetros avaliados foram o número adimensional de mistura, número de Richardson, eficiência exérgica e eficiência de carregamento. No tanque, a entrada do fluido, posicionada na parte inferior, foi obstruída por um difusor, exposto na Figura 4, para evitar mistura na entrada.

Figura 4 – Reservatório térmico: a) posição do difusor; b) estrutura do difusor



Fonte: Adaptado de Wang *et al.* (2017)

Na Figura 4b percebe-se que o difusor possuía três cavidades, sendo que a seta 1 mostra a cavidade interna, 2 a intermediária e 3 a externa. O aquecimento do fluido ocorreu através de uma resistência elétrica de 1,5 kW contida no tanque. O procedimento experimental contou com a configuração de cinco vazões volumétricas de água a 10°C no tanque, com água, inicialmente a 70°C. O programa computacional utilizado para a geração de malha foi o ICEM[®], enquanto o programa utilizado para a simulação foi o Fluent[®]. Um estudo de independência de malha foi realizado, resultando em um número de elementos igual a 1.270.000. Foi adotado o modelo de escoamento turbulento $k - \epsilon$. As condições de contorno para o fluido foram de fluxo volumétrico iguais a 1, 2, 3, 4, 5 e 6 L/min, além de temperatura de entrada igual a 10°C. Nas paredes foram configuradas condições adiabática e de não deslizamento do fluido. Após a validação do modelo utilizado na simulação numérica com o experimento, os autores concluíram que a espessura da termoclina diminuiu inicialmente e posteriormente aumentou com o aumento da vazão. Foi concluído, também, que o número de Richardson foi reduzido com o aumento da vazão volumétrica de entrada do fluido. Quanto ao número de mistura, os autores concluíram que houve uma diminuição seguida de aumento durante o processo de descarregamento para cada vazão. Além disso, a eficiência exergética foi ótima para a vazão de 3 L/min, atingindo 93,5%. Quanto a

eficiência de carregamento, observou-se que a vazão ótima para este parâmetro também é de 3 L/min, chegando a 78,4%.

Na literatura, não foram apresentados trabalhos com estudo do circuito envolvendo o reservatório e o refrigerador, conectados através de um trocador de calor. O presente trabalho explora o desempenho teórico do modelo deste sistema.

3 METODOLOGIA

Nas seções subsequentes são apresentadas o método numérico e as equações governantes do sistema. As seções apresentam também as equações de conservação da massa, *momentum*, energia e o modelo de convecção natural de Boussinesq. Também são apresentadas a geometria do problema, as condições de contorno utilizadas nas simulações numéricas, o método de independência de malha e os parâmetros de desempenho relativo ao reservatório térmico.

3.1 MÉTODO NUMÉRICO

Neste capítulo será abordado o método numérico que, simplificada, segundo Ferziger (2002), abrange o modelo matemático do problema, o método de discretização, a malha e o método de solução numérica.

3.1.1 Modelo matemático

Com relação ao modelo matemático, sabe-se que, para todos os tipos de escoamentos, o programa Fluent[®] resolve a equação de conservação de massa e conservação de *momentum*. Para escoamento que há transferência de calor, o programa utiliza uma equação adicional, a equação de energia. A equação da conservação de massa, ou equação da continuidade, pode ser expressa da maneira seguinte:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

onde ρ é a densidade e \vec{v} a velocidade do fluido.

De acordo com Fox (2006), para um fluido Newtoniano incompressível, com densidade e viscosidades constantes, a partir de um referencial inercial, a equação da conservação de momentum é dada por:

$$\frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2)$$

onde ρ é a densidade, $\rho \vec{g}$ é a força gravitacional, p a pressão estática, \vec{F} as forças externas, \vec{v} o vetor de velocidades e $\bar{\tau}$ o tensor de tensões viscosas.

Segundo o guia teórico do Fluent© (2013) tensor de tensões viscosas é dado por (:

$$\bar{\tau} = \mu \cdot (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) \quad (3)$$

onde μ é o coeficiente de viscosidade dinâmica.

Já a equação da energia, segundo o guia teórico do Fluent© (2013), desprezando-se os termos fontes, é apresentada da seguinte forma:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right) \quad (4)$$

onde k_{eff} é a condutividade efetiva, \vec{J}_j é o fluxo de difusão das espécies j . Os três termos no lado direito da equação(4) representam, respectivamente, a transferência de energia devido à condução, difusão das espécies e dissipação viscosa. O termo E representa a energia transportada pelo fluido, dividida em energias térmica (temperatura), de fluxo (pressão) e cinética (velocidade).

Sabe-se que ao variar a temperatura de um fluido há uma variação na sua densidade, a qual induz a um escoamento devido ao empuxo. Tais escoamentos são denominados escoamentos via convecção natural, e sua

relevância para um dado problema pode ser medida através da razão dos números de Grashof e Reynolds, ou número de Richardson, dado por:

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\beta\Delta TL}{V^2} \quad (5)$$

onde g é a aceleração da gravidade, β o coeficiente de expansão térmica, ΔT a diferença de temperatura entre o ponto analisado e a temperatura de referência, L o comprimento característico e V a velocidade do fluido. Se este número se aproxima da unidade, espera-se que a diferença de densidade contribua significativamente para o escoamento. Em contrapartida, se este valor é bem menor que 1, a diferença de densidade possui pouca relevância para o escoamento. Nos escoamentos cuja movimentação do fluido ocorre puramente via convecção natural, a relevância da diferença de densidade no escoamento pode ser medida pelo número de Rayleigh (INCROPERA; DE WITT; BERGAMN, 2008):

$$Ra = \frac{g\beta\Delta TL^3\rho}{\mu\alpha} \quad (6)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica e α é a difusividade térmica. Números de Rayleigh menores que 10^8 indicam escoamento laminar. Escoamento em regime de transição ocorre quando $10^8 < Ra < 10^{10}$, e turbulento para valores maiores que 10^{10} .

Para muitos problemas de escoamento via convecção natural, é possível obter a convergência da solução mais rapidamente utilizando o modelo de Boussinesq. Neste modelo a densidade é tratada como constante em todas as equações resolvidas, exceto o termo de coeficiente de expansão térmica, segundo o guia teórico do Fluent© (2013), contido na equação (7), exposto:

$$(\rho - \rho_0)g \approx -\rho_0\beta(T - T_0)g \quad (7)$$

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (8)$$

onde ρ_0 é a densidade constante do fluido, T_0 a temperatura de operação e β o coeficiente de expansão térmica, calculado segundo a equação (8). Ainda de acordo com o guia teórico, esta aproximação é precisa para variações pequenas na densidade, especificamente para $\beta(T - T_0) \ll 1$. No presente trabalho, como não há altas variações de temperatura ou combustão, será utilizado o modelo de Boussinesq.

3.1.2 Método de discretização

As abordagens mais conhecidas dos métodos de discretização são: diferenças finitas, elementos finitos e volumes finitos. Estes e outros métodos visam aproximar as equações diferenciais parciais por equações algébricas, calculadas em um conjunto de pontos discretos no espaço e tempo. É importante ressaltar que há convergência entre as soluções de cada método na medida que a malha é refinada. Além disso, há preferência para a escolha do método de discretização que varia conforme a aplicação. O programa Fluent[®], que pertence a plataforma ANSYS[®], utiliza o método de volumes finitos para converter a equação geral de transporte de um escalar em uma equação algébrica que pode ser resolvida numericamente. Este método consiste na integração da equação de transporte em cada volume de controle, gerando uma equação discreta que expressa a lei da conservação em um aspecto volumétrico (FERZIGER, 2002). A conservação do transporte da quantidade escalar ϕ , em escoamento monofásico e desprezando termos fontes, pode ser calculada segundo a equação (9):

$$\int_V \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dV + \oint \rho \phi \vec{v} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_\phi \nabla_\phi \cdot dA \quad (9)$$

onde ρ é a densidade, \vec{v} é o vetor de velocidade, \vec{A} o vetor da área superficial da face, Γ_ϕ é o coeficiente de difusão para ϕ e ∇_ϕ o gradiente de ϕ . Já a forma

discreta dessa equação de transporte, utilizada pelo programa em escoamentos monofásicos, pode ser expressa como:

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} V + \sum_f^{N_{faces}} \rho_f \vec{v}_f \phi_f \vec{A}_f = \sum_f^{N_{faces}} \Gamma_\phi \nabla_{\phi_f} \cdot \vec{A}_f \quad (10)$$

onde N_{faces} é o número de faces que cercam o volume, ϕ_f é o valor de ϕ que passa pela face f , o termo $\rho_f \vec{v}_f \vec{A}_f$ é o fluxo mássico que passa pela face f , \vec{A}_f a área da face f , ∇_{ϕ_f} o gradiente de ϕ na face f e V o volume do elemento.

3.1.2.1 Discretização espacial e métodos de interpolação

O programa Fluent[®] armazena valores discretos de um escalar ϕ no centro dos elementos, entretanto, os valores de ϕ na face ϕ_f , necessários para o cálculo da equação (10), não são conhecidos. Deste modo, o programa realiza uma interpolação deste valor do centro para a face, utilizando um esquema de interpolação. Existem diversos esquemas de interpolação, a saber, UPWIND de primeira ordem (*First Order Upwind* - FOU), UPWIND de segunda ordem (*Second Order Upwind* – SOU), Polinomial e QUICK. O termo UPWIND se refere a dependência do valor do escalar ϕ_f com o elemento posterior, onde a direção de referência é mesma que a da velocidade normal do fluido. Para a realização das simulações propostas neste trabalho serão utilizados esquemas de interpolação UPWIND de segunda ordem (ANSYS FLUENT THEORY GUIDE, 2008). Abaixo são discutidos o UPWIND de primeira ordem e de segunda ordem.

Quando o FOU é utilizado, o valor de ϕ_f é igual ao valor de ϕ . Já com relação ao SOU, os valores das variáveis das faces são calculados utilizando uma abordagem de reconstrução linear multidimensional (BARTH; JESPERSEN, 1989). Nesta abordagem, a precisão de maior grau é obtida nas faces dos elementos através de uma expansão de série de Taylor calculada a partir do centro. O valor de ϕ_f é calculado segundo a equação:

$$\phi_{f,SOU} = \phi + \nabla\phi \cdot \vec{r} \quad (11)$$

onde ϕ e $\nabla\phi$ são o valor calculado no centro do elemento e seu gradiente no sentido do escoamento, respectivamente, e \vec{r} é o vetor de deslocamento que vai do centroide do elemento até o centroide da face a ser calculada.

3.1.2.2 Discretização temporal

Para simulações de problemas em regime transiente, as equações governantes do sistema devem ser discretizadas tanto no âmbito espacial quanto temporal. A discretização temporal envolve a integração de todos os termos das equações diferenciais em um intervalo de tempo Δt . Supondo uma variável ϕ que varia com o tempo conforme uma função de discretização espacial F , exposta na equação (12), utilizando diferenças atrasadas, pode-se aplicar os esquemas de precisão de primeira-ordem, equação (13), ou de segunda-ordem, como o de três níveis no tempo, equação (14), calculados por (ANSYS FLUENT THEORY GUIDE, 2008):

$$\frac{\partial\phi}{\partial t} = F(\phi) \quad (12)$$

$$\frac{\phi^{n+1} - \phi^n}{\Delta t} = F(\phi) \quad (13)$$

$$\frac{3\phi^{n+1} - 4\phi^n + \phi^{n-1}}{2\Delta t} = F(\phi) \quad (14)$$

onde os índices $n + 1$, n e $n - 1$ correspondem aos valores nos tempos $t + \Delta t$, t e $t - \Delta t$, respectivamente.

3.1.3 Malha numérica

Os pontos nos quais as variáveis são calculadas compõem a malha numérica, que é a representação discreta do domínio geométrico do problema a ser resolvido. A malha numérica divide o domínio em um número finito de subdomínios, denominados elementos ou volumes de controle. A saber,

existem as malhas do tipo estruturada, estruturada por bloco e não estruturada. As malhas do tipo estruturada possuem propriedades que implicam na restrição da aplicação para problemas de geometria simples, além dos pontos de distribuição da malha serem de difícil controle. Já as malhas estruturadas por bloco possuem vários sub-níveis de divisão do domínio da solução, que refletem na aplicação viável de problemas com geometria mais complexas, porém com dificuldade de programação também elevada. A malha não-estruturada é a mais flexível delas, podendo se adaptar a qualquer domínio de solução arbitrário. Este tipo de malha se adapta melhor a abordagem via elementos finitos e volumes finitos. As vantagens incluem a flexibilidade dos programas, não havendo a necessidade de mudanças no código sempre que se faz o refinamento local da malha. Em contrapartida, o sistema de equações gerados pelas malhas estruturadas e estruturadas por bloco são mais simples. Por ter geometria complexa, optou-se pela utilização de uma malha não-estruturada.

3.1.4 Método de solução

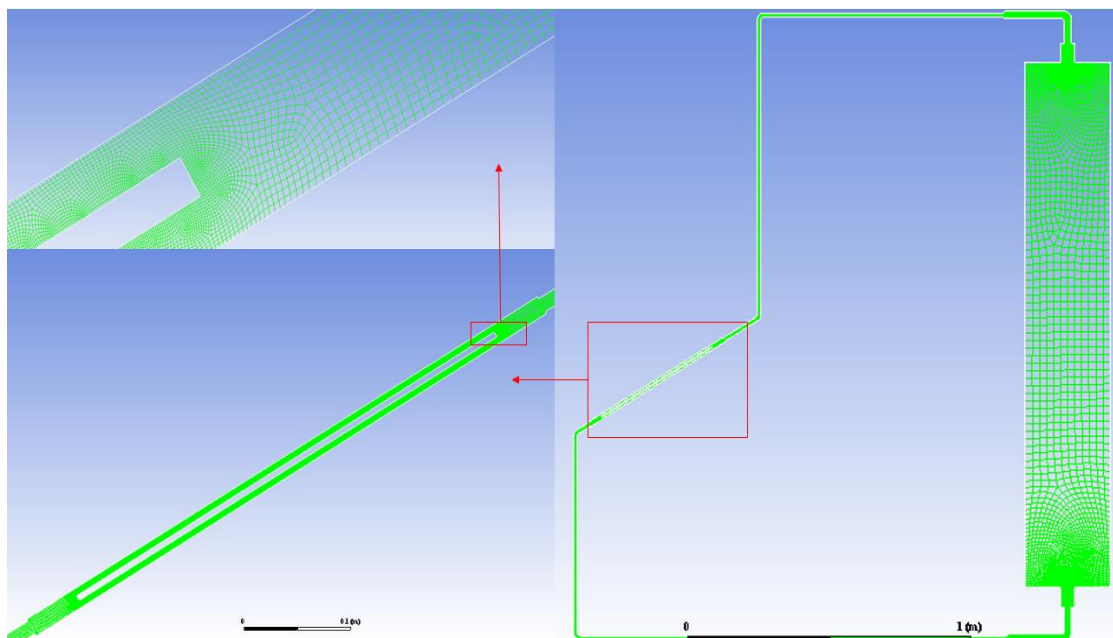
A discretização do domínio gera, a partir das equações que regem o sistema, um sistema algébrico de equações lineares. As equações são resolvidas para cada passo de tempo e há necessidade da execução de um método iterativo (FERZIGER, 2008). O algoritmo utilizado pelo Fluent© na resolução das equações é o Multigrid Algébrico (*Algebraic Multigrid – AMG*). Apesar do presente trabalho considerar pequenas variações na densidade, pela aproximação de Boussinesq, optou-se pela utilização deste método de solução baseado na pressão (ANSYS FLUENT THEORY GUIDE, 2008).

3.2 GEOMETRIA E CONDIÇÕES DE CONTORNO

A geometria do estudo foi desenvolvida utilizando o módulo SpaceClaim do ANSYS®, para posteriormente ser importada no programa ICEM®. Após a construção da malha, foi feito um estudo de independência de malha com três números de elementos tetraédricos. A malha foi refinada nas curvas da

tubulação e nas curvas que representam o tubo do trocador de calor. A distribuição dos elementos no reservatório por inteiro e no trocador de calor pode ser observada na Figura 5.

Figura 5 – Malha computacional gerada com o programa ICEM[®]



Fonte: Autoria própria

Como o método de discretização do programa de simulação utilizado neste trabalho é o de volumes finitos, é necessário saber os fluxos nas fronteiras ou os fluxos expressos em termos de quantidades conhecidas. Além disso, por se tratar de um problema de domínio fechado, não é necessário especificar condições de contorno de entrada e saída de fluido.

A condição de contorno aplicada às superfícies que representam as paredes do reservatório, da tubulação e do trocador de calor é a de não deslizamento. A velocidade nula nas paredes se deve ao fato de que fluidos viscosos se aderem a fronteiras sólidas,

No problema proposto, como o fluido não atravessa a parede, a parcela de fluxo convectivo é nula. Quanto às quantidades escalares como a energia térmica, por exemplo, a condição de contorno do fluxo de calor pode ser nula nas paredes (parede adiabática), fluxo especificado (fluxo de calor prescrito) ou o valor do escalar pode ser prescrito (paredes isotérmicas). Se o fluxo é

conhecido, pode-se inseri-lo na equação de conservação para volumes de controle próximos à parede, como mostrado:

$$\int_{S_S} \Gamma \text{grad} \phi \cdot n dS = \int_{S_S} f dS \approx f_S S_S \quad (15)$$

onde f é o fluxo prescrito por unidade de área. Se a condição selecionada é a de parede adiabática, $f = 0$. Para a situação de fluxo especificado, o valor de ϕ é conhecido e, além disso, utiliza-se uma aproximação para determinar o gradiente normal de ϕ .

No presente trabalho todas as três condições são utilizadas. A condição de contorno de fluxo nulo é utilizada nas paredes da tubulação e do reservatório, representando o isolamento realizado no experimento. As condições de fluxo prescrito e temperatura prescrita são utilizadas no tubo que representa a condensadora da geladeira dentro do trocador de calor. Um resumo das condições de contorno, coeficientes de expansão térmica e números de elementos aproximado que foram utilizados nas simulações comparativas com o experimento pode ser observado na Tabela 1. As simulações 1 e 3 fazem parte do estudo de independência de malha, descrito na seção 3.3.

Tabela 1 – Condições de contorno, coeficiente de expansão térmica e número de elementos aproximados utilizados nas simulações.

Paredes								
Não deslizamento e adiabático								
Trocador de calor								
Simulação	1	2	3	4	5	6	7	8
T (°C)	-	-	-	76,85	60	40	-	-
q (W/m²)	241,93	241,93	241,93	-	-	-	52,15	241,93
$\beta \left(\frac{1}{^\circ\text{C}} \right)$	3E-4	3E-4	3E-4	3E-4	3E-4	3E-4	3E-4	3E-5

Fonte: Autoria própria

O cálculo do fluxo de calor utilizado como base nas simulações de fluxo prescrito foi feito da seguinte forma:

$$q = \frac{E_{acu}}{\Delta t \cdot P} \quad (16)$$

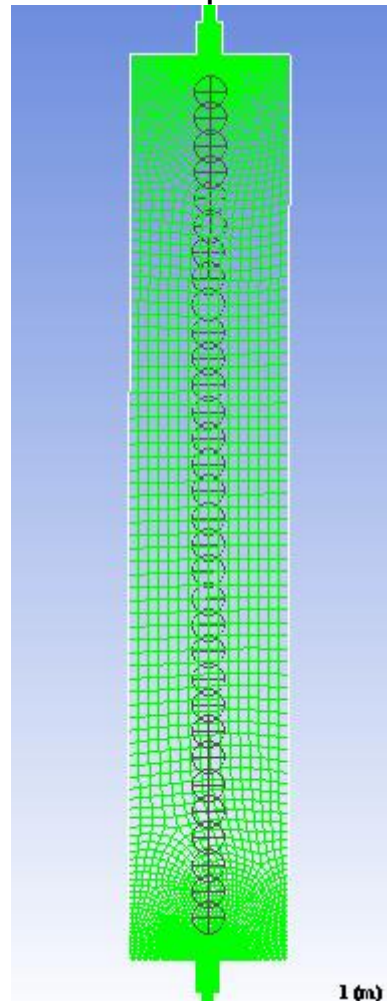
$$E_{acu} = \sum_{i=1}^{nd} \sum_{n=1}^{30} [m_{\acute{a}gua} \cdot Cp_{\acute{a}gua} \cdot (Tm_{t_i} - Tm_{t_{i+1}})] \quad (17)$$

onde E_{acu} é a energia total armazenada no reservatório, calculada pela equação (17), Δt o intervalo de tempo (24h) e P o perímetro da linha que representa o tubo do trocador de calor, observado na Figura 5.

A partir dos dados de Marchi (2007), obteve-se a quantidade de energia acumulada na forma térmica no reservatório, após 24h de experimento, igual a 4.506,028 kJ. Com o perímetro da linha que representa o tubo igual a 909,52 mm, o fluxo de calor calculado é de 52,15 W/m. Optou-se pelo cálculo do fluxo de calor através da energia acumulada no reservatório, calculada experimentalmente, por este possuir o efeito das perdas de calor. Foi realizada uma correção do fluxo de calor calculado, considerando que o programa Fluent®, ao aplicar uma condição de contorno de fluxo linear, em unidade [W/m], converte para fluxo superficial, em unidade [W/m²], modificando também o problema para uma análise tridimensional. Essa mudança poderia atenuar o aquecimento do reservatório, já que o volume do modelo convertido pelo programa é 4,64 vezes maior que o volume real do problema (assumindo uma profundidade de 1 [m] na terceira dimensão). O valor estimado do fluxo prescrito corrigido considerando essa variação, foi de 241,93 W/m. As temperaturas prescritas têm como base a temperatura de entrada do fluido refrigerante na condensadora da geladeira no experimento de Marchi (2007), de 76,85°C, temperatura de saída, de 40°C, e temperatura média, aproximadamente igual a 60°C. Além disso, optou-se por investigar o efeito da variação do coeficiente de expansão térmica do fluido na estratificação, já que esta propriedade aparentou ser predominante para a movimentação do fluido dentro do reservatório. As simulações Sim 1 até a Sim 8 foram realizadas com geometria de razão de aspecto igual a 5,67 e angulação do trocador de calor,

com relação a horizontal, igual a 30° . A comparação da proximidade dos dados das simulações com o experimento foi quantificada através da média e desvio padrão das diferenças entre as temperaturas das simulações e experimento para cada hora e altura de termopares. As posições de tomada de temperatura são as mesmas que as dos termopares utilizadas no experimento de Marchi (2007), podendo-se observá-la na Figura 6.

Figura 6 – Posição teórica de cada termopar no reservatório da simulação



Fonte: Autoria própria

A utilização do modelo de Boussinesq, dada pela equação (7), faz necessário o conhecimento do coeficiente de expansão térmica do fluido. Foram realizadas simulações com o coeficiente de expansão térmica da água a 30°C baseada na temperatura média aproximada do experimento, igual a $3\text{e-}4^\circ\text{C}^{-1}$, e 6°C , igual a $3\text{e-}5^\circ\text{C}^{-1}$, para verificar a variação do resultado. Este coeficiente de dilatação térmica, no intervalo de temperatura da simulação, é

aproximadamente proporcional ao aumento de temperatura. Em todas as simulações a densidade do fluido foi mantida a 998 kg/m^3 e inicialmente considerou-se que o fluido encontra-se em estado inercial e temperatura homogênea similar ao experimento ($22,5^\circ\text{C}$).

Um resumo das configurações das simulações no programa Fluent[®] pode ser observado na Tabela 2.

Tabela 2 – Configurações de simulação no programa Fluent[®]

Solver	
Espaço 2D	Planar
Tempo	Transiente
Tipo	Baseado na pressão
Geometria e modelos	
Gravidade	-9,81m/s ²
Equação da energia	Habilitada
Boussinesq	Habilitado
Métodos de solução	
Acoplamento pressão-velocidade	SIMPLE
Discretização espacial	
Gradiente	Mínimos quadrados
Pressão	PRESTO!
Momento	SOU
Energia	SOU
Formulação transiente	Implícito de segunda ordem
Resíduos	
Velocidades (x, y, z)	1E-5
Continuidade	1E-5
Energia	1E-6

Fonte: Autoria própria

3.3 INDEPENDÊNCIA DE MALHA

Embora a licença estudantil do programa computacional limita o número de elementos a 500 mil, faz-se necessário um estudo da independência de malha para assegurar a definição da malha utilizada. Sabe-se que com o refinamento da malha e diminuição do passo temporal, os erros da discretização espacial e temporal tendem assintoticamente a zero. O método de independência de malha consiste na comparação entre os resultados de duas ou mais simulações, através do GCI (*Grid Convergence Index*), exposto na equação (18), com números de elementos diferentes. O número de elementos é obtido através da redução ou aumento do espaçamento entre elementos em uma dimensão por um fator r . Neste método, analisa-se a diferença entre o valor de um parâmetro ϕ , calculado nas simulações com as malhas refinada, intermediária e grosseira, e o valor extrapolado para uma malha com o espaçamento entre os elementos tendendo a zero (ROACHE, 1998). Este valor extrapolado é obtido através da extrapolação de Richardson, que pode ser calculado através da equação (20). Assim, determina-se a quantidade de elementos ótima para o problema em questão sem comprometer o tempo de cálculo ou precisão da solução. Na primeira parte deste trabalho, é apresentada a análises de independência de malha com três malhas de números de elementos diferentes, separados por uma razão aproximadamente igual a 2.

$$GCI_{fine}^{21} = \frac{1,25|\varepsilon|}{(r_{21}^p - 1)} \quad (18)$$

$$|\varepsilon_{21}| = \left| \frac{\phi_1 - \phi_2}{\phi_1} \right| \quad (19)$$

$$\phi_{h=0} \cong \frac{(\phi_1 r_{21}^p - \phi_2)}{r_{21}^p - 1} \quad (20)$$

$$p = \frac{1}{\ln(r_{21})} \left| \ln \left| \frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right| + \ln \left(\frac{r_{21}^p - 1 \cdot \operatorname{sgn} \left(\frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right)}{r_{32}^p - 1 \cdot \operatorname{sgn} \left(\frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right)} \right) \right| \quad (21)$$

Na equação (18), $|\varepsilon_{21}|$ é o erro relativo entre ϕ_1 e ϕ_2 , calculado através da equação (19), p é a ordem de convergência da solução, calculado pela equação (21). Para a avaliação da independência de malha, foram utilizadas as simulações com configurações iguais a Sim 2, mas com número de elementos diferentes, como disposto na Tabela 3.

Tabela 3 – Simulações, números de elementos e razões entre número de elementos.

Simulação	Número de elementos	Razão
Sim 1	72.432	1,957
Sim 2	141.735	
Sim 3	296.135	2,089

Fonte: Autoria própria

3.4 PARÂMETROS DE DESEMPENHO

Os parâmetros de desempenho utilizados no presente trabalho são o número de Richardson (Ri), número de estratificação (Str) e eficiência exergética (ξ). O número de Richardson, é um parâmetro qualitativo utilizado para descrever o grau de mistura do fluido contido no reservatório, conforme apresentado na equação (22) (CASTELL *et al.*, 2010). O número de estratificação, apresentado por Fernández-Seara *et al.* (2007), dado pela equação (23), é calculado pela razão entre a taxa de variação instantânea da temperatura com o eixo vertical e a taxa de variação instantânea máxima com o eixo vertical, calculados em um determinado instante de tempo. A eficiência exergética é calculada através de um balanço exergético em um volume de controle no reservatório, dado pela equação (24). Segundo Rezaie *et al.* (2015), o cálculo é feito considerando o momento de carregamento, estocagem e descarregamento do reservatório. Para as condições de simulação do presente trabalho, avalia-se o reservatório como em condição de carregamento, momento em que o fluido quente entra no reservatório. O fluxo mássico é calculado através da energia acumulada no reservatório no final da simulação, equação (25). A exergia líquida carregada pelo fluido que entra e

sai do reservatório é dada pela equação (26). Uma vez que o fluido percorre um circuito, aquecendo próximo ao trocador de calor, as temperaturas de entrada e saída consideradas são médias. A exergia acumulada no volume de fluido contido no reservatório é dada pela equação (27), calculada pela temperatura média final e inicial do reservatório. A eficiência exergética para o carregamento de fluido no reservatório é dada pela equação (28). É importante ressaltar que, como a simulação tem condição de contorno adiabática nas paredes, não há perda de exergia por transferência de calor, por isto este termo foi desconsiderado. Além disso, desconsidera-se a destruição de exergia inerente a transferência de calor no trocador de calor.

$$Ri = \frac{g\beta H(T_{topo} - T_{fundo})}{V_{in}^2} \quad (22)$$

$$Str(t) = \frac{\left(\frac{\partial T}{\partial z}\right)_t}{\left(\frac{\partial T}{\partial z}\right)_{max}} = \frac{\left(\frac{1}{J-1}\right) \cdot \sum_{n=1}^{J-1} \left(\frac{T_{n+1}-T_n}{\Delta z}\right)}{\frac{T_{max}-T_{min}}{\Delta z}} \quad (23)$$

$$E_{x,e} - E_{x,s} - E_{x,des} = \Delta E_{x,ac} \quad (24)$$

$$\dot{m} = \frac{Q}{C_p(T_e - T_s)} \quad (25)$$

$$E_{x,e} - E_{x,s} = \dot{m} \cdot \Delta t \cdot [h_e - h_s - T_0 \cdot (s_e - s_s)] \quad (26)$$

$$\Delta E_{x,ac} = M \cdot [u_f - u_i - T_0 \cdot (s_f - s_i)] \quad (27)$$

$$\xi_{car} = \frac{\Delta E_{x,ac}}{E_{x,e}} \quad (28)$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção são discutidos os resultados das simulações numéricas na ordem apresentada na Tabela 1. A seção também contém o estudo de independência de malha e o estudo da simulação que mais se aproximou do experimento.

4.1 GCI

Para as simulações de estudo da independência de malha, foram utilizadas condições de contorno, razão de aspecto e angulação do trocador iguais os da Sim 2. Os números de elementos de cada simulação utilizada para conduzir os estudos de GCI podem ser observadas na Tabela 3.

As variáveis utilizadas e os resultados obtidos a partir das equações (18), (19), (20) e (21) podem ser observadas na Tabela 4. O estudo foi realizado utilizando o número adimensional Ri médio, calculado após as 24h de simulação.

Tabela 4 – Variáveis e resultados dos cálculos das equações de GCI.

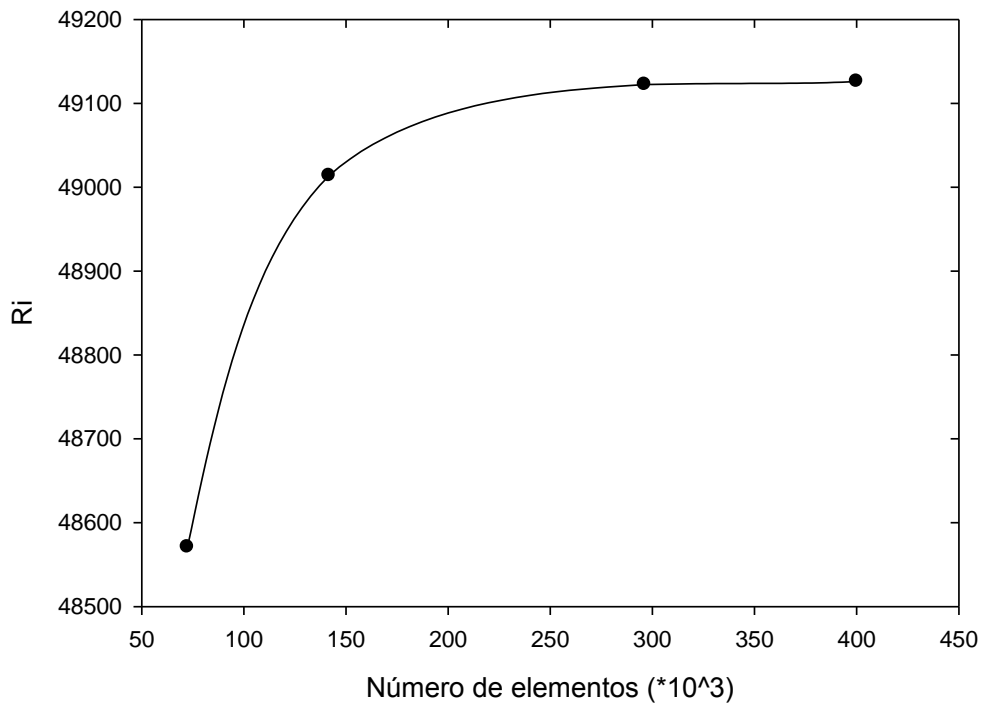
r_{21}	1,95680
r_{32}	2,08931
ϕ_1	$Ri_{Sim\ 1} = 48.571$
ϕ_2	$Ri_{Sim\ 2} = 49.013$
ϕ_3	$Ri_{Sim\ 3} = 49.122$
p	2,38043
$\phi_{h=0}$	$Ri_{h=0} = 49.126$
$ \varepsilon $	$\left \frac{Ri_{h=0} - Ri_{Sim\ 1}}{Ri_{h=0}} \right = 1,12\%$
GCI_1	0,332%

Fonte: Autoria própria

A Figura 7 apresenta a tendência de convergência das simulações, calculada através do Ri médio em função do número de elementos. Também é possível verificar o Ri obtido através da extrapolação de Richardson, no último ponto, quando se extrapola os resultados para uma malha de dimensões infinitesimais. As Figura 8 e Figura 9 mostram a similaridade no Ri e Str para as 3 simulações do estudo de independência de malha. As simulações foram todas realizadas em computadores de mesma configuração, com processador Intel i7-6700k, 8192Mb de memória RAM e 292 GB de espaço em HD. O tempo computacional da Sim 1 foi de 76,85h, enquanto a Sim 2 e Sim 3 tiveram duração de 93,22h e 215,70h, respectivamente. Dentre as simulações

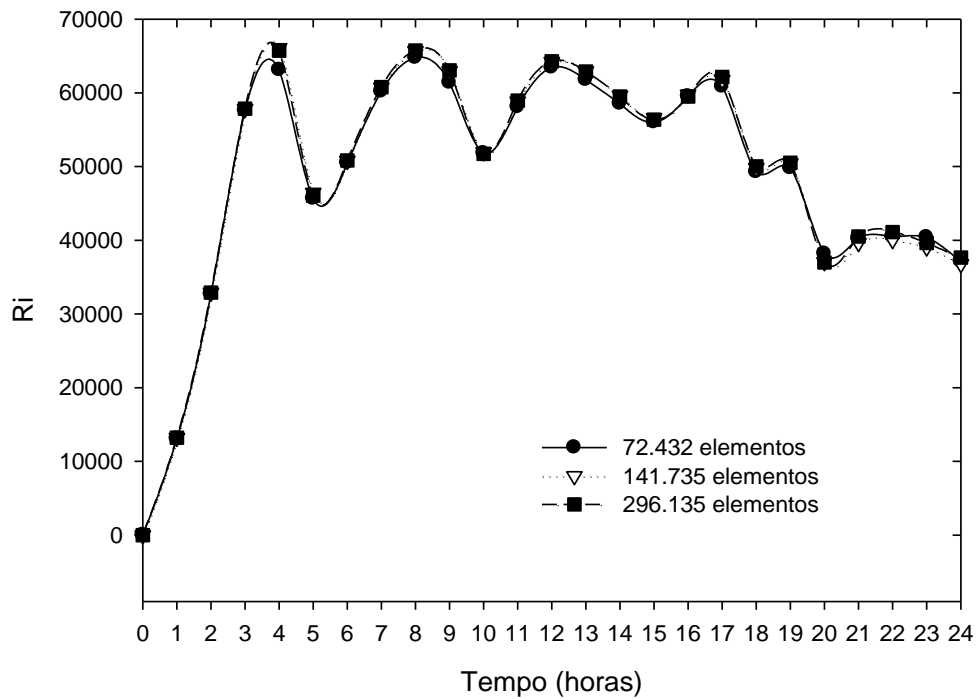
realizadas para avaliar a independência da malha na solução, considerou-se o *GCI* e tempo de simulação, utilizando o número de elementos de 141.735 (Sim 2).

Figura 7 – Número de Richardson médio ao final das 24h de simulação para as simulações do estudo de GCI



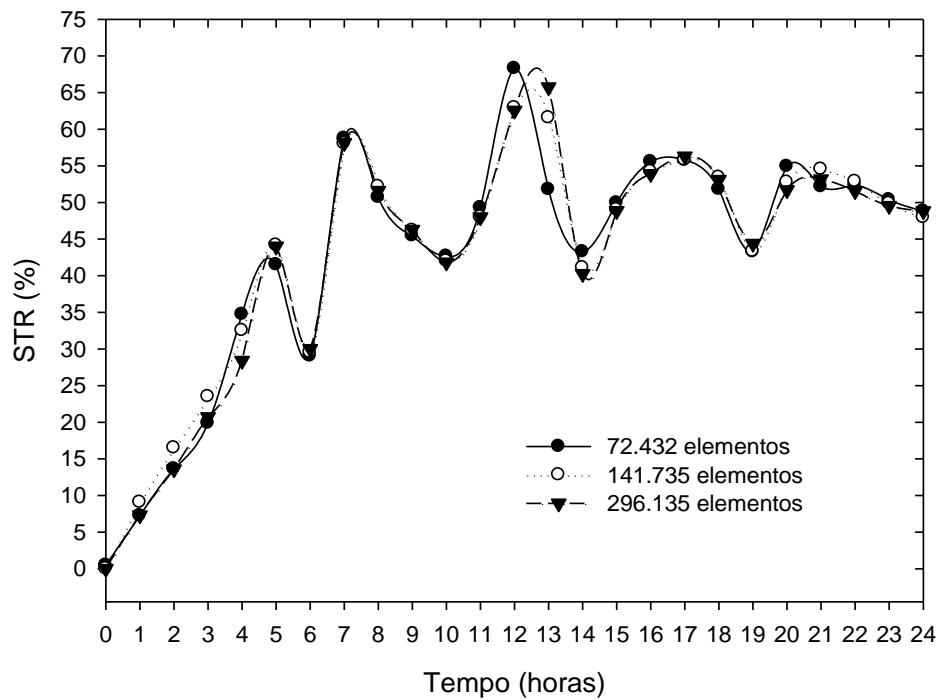
Fonte: Autoria própria

Figura 8 – Número de Richardson para as simulações do estudo de GCI em função do tempo



Fonte: Autoria própria

Figura 9 – Número de estratificação para as simulações do estudo de GCI



Fonte: Autoria própria

4.2 SIMULAÇÃO 2

As simulações 1 e 3 foram utilizadas apenas para os testes de independência de malha, dessa forma, seus resultados não serão analisados de forma detalhada. A Tabela 5 apresenta um resumo das condições de contorno e variáveis da simulação numérica 2 (Sim 2).

Tabela 5 – Resumo das condições e variáveis da Sim 2

Condição de contorno paredes	Adiabático, não deslizamento
Tubo (trocador de calor)	Fluxo prescrito de 241,93 W/m
Angulação	30°
Razão de aspecto	5,667

Fonte: Autoria própria

O perfil de temperatura ao longo do reservatório em função do tempo, em 24 intervalos de tempo, pode ser observado na Figura 23. Na Figura 11, pode-se observar a curva de temperatura em função do tempo para cada altura teórica avaliada. A maior diferença de temperatura entre o topo e fundo foi observada na oitava hora de simulação, atingindo 1,748°C, posteriormente estabilizando-se em 1,721°C. A partir das últimas 10 temperaturas obtidas no termopar localizado no topo do reservatório, estima-se que a taxa de aumento de temperatura era de 0,323°C/h.

Para efeito de comparação, os números de Str e Ri das simulações de temperatura prescrita e fluxo prescrito encontram-se condensados nas seções 4.5 e 4.7, respectivamente. Através do perfil do número de estratificação da Sim 2, exibido na Figura 27, verifica-se que o maior Str (62,92%) acontece em 12h de simulação, oscilando não periodicamente neste intervalo. Apesar da evolução da estratificação, observada no gráfico da Figura 10, ser menos acentuada que aquelas observadas nas simulações de temperatura prescrita, (Sim 4, Sim 5 e Sim 6), não foi possível observar estabilização no valor de Str ao fim das 24h de simulação.

O perfil de Ri em função do tempo para a Sim 2 pode ser observado na Figura 28. Às 8h de simulação, pode-se observar um pico neste parâmetro de 66.079, atingindo, ao fim das 24h de simulação, o valor de 39.768. Observando

este gráfico, nota-se que o Ri não apresenta variação significativa, mantendo-se em um patamar estável, similar ao gradiente de temperatura, exposto na Figura 23.

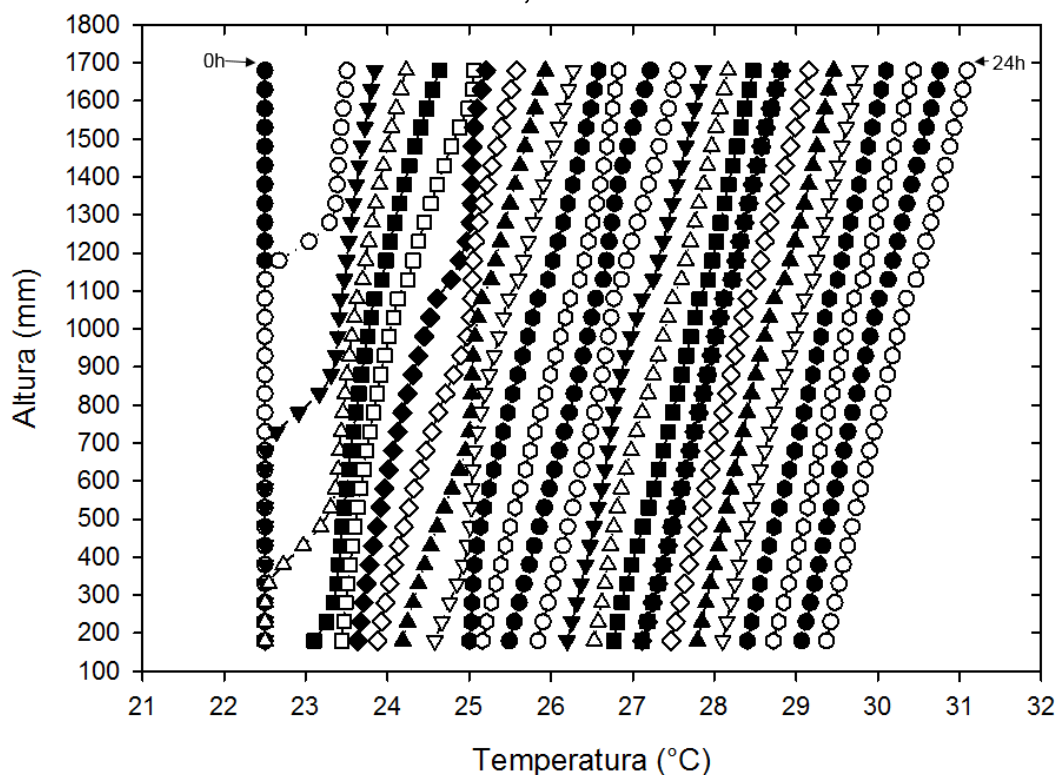
Os valores de exergia acumulada, exergia líquida que passa pelo reservatório, exergia destruída e eficiência exergética para a Sim 2 estão dispostos na Tabela 6.

Tabela 6 – Valores de exergia para a Sim 2, em kJ

$E_{x,e} - E_{x,s}$	438,96
$\Delta E_{x,ac}$	113,53
$E_{x,des}$	325,44
ξ_{car}	25,86%

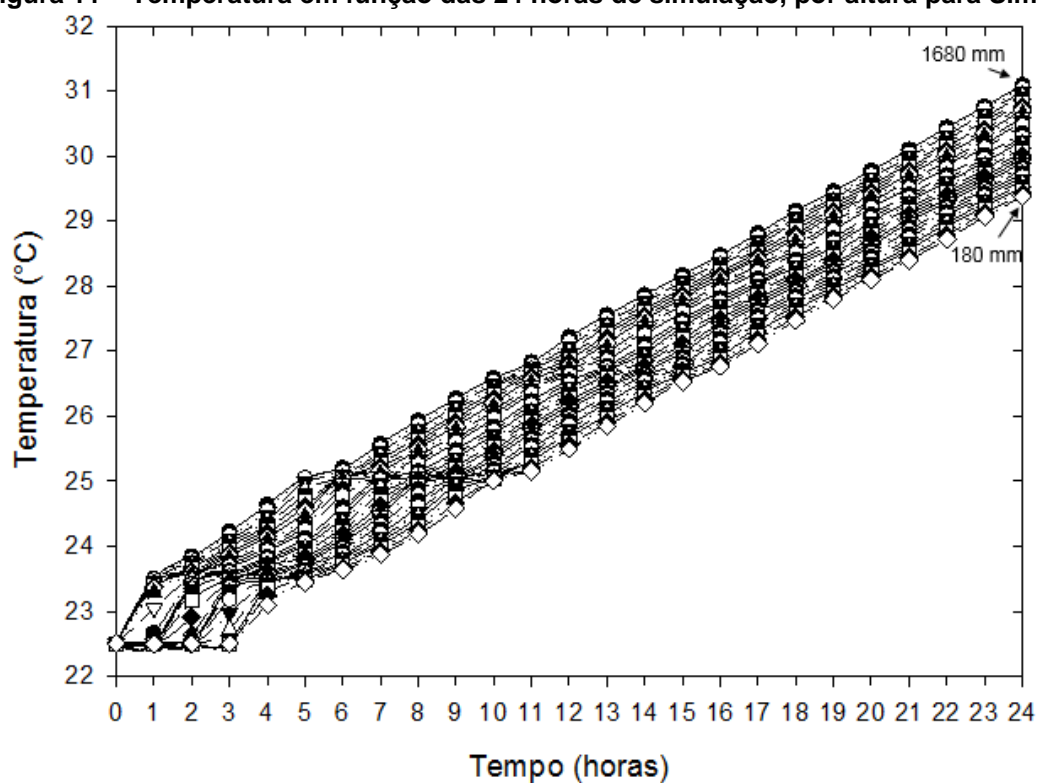
Fonte: Autoria própria

Figura 10 – Altura em função da temperatura para 24 horas de simulação em intervalos de 1h, Sim 2



Fonte: Autoria própria

Figura 11 – Temperatura em função das 24 horas de simulação, por altura para Sim 2



Fonte: Autoria própria

4.3 SIMULAÇÃO 4

Um resumo das condições de contorno e variáveis da simulação numérica pode ser observado na Tabela 7.

Tabela 7 – Resumo das condições e variáveis da Sim 4

Condição de contorno paredes	Adiabático, não deslizamento
Tubo (trocador de calor)	Temperatura prescrita de 76,85°C
Angulação	30°
Razão de aspecto	5,667

Fonte: Autoria própria

O perfil de temperatura ao longo do reservatório em função do tempo para a Sim 4 pode ser observado na Figura 12. A Figura 13 mostra o perfil de temperatura por tempo, para cada posição dos termopares. Na primeira hora

ocorreram os maiores gradientes entre o topo e o fundo, atingindo a temperatura de 18,15°C. Ao final das 24h de simulação o gradiente tende a 3,70°C. A partir das Figura 12 e Figura 13, nota-se que o comportamento da curva em função do tempo se difere daquele observado nas simulações de fluxo prescrito, mostrando um aumento acentuado na temperatura do fluido contido no topo do reservatório e aquecimento lento das camadas adjacentes. Pode-se justificar este comportamento pelo fato do fluido atingir rapidamente a temperatura prescrita no trocador de calor, além de não ter sido configurada qualquer perda de calor via convecção nas paredes do reservatório e tubulação. Após 5h de simulação o fluido contido no topo do reservatório já apresentava 99,04% da temperatura máxima atingida ao final das 24h de simulação, enquanto que o fluido contido no fundo estava a 94,87% da temperatura final. Sem perda de energia por convecção, com a condição de contorno adiabática nas paredes, a temperatura atingida pelo reservatório foi próxima a temperatura prescrita em 5h de simulação.

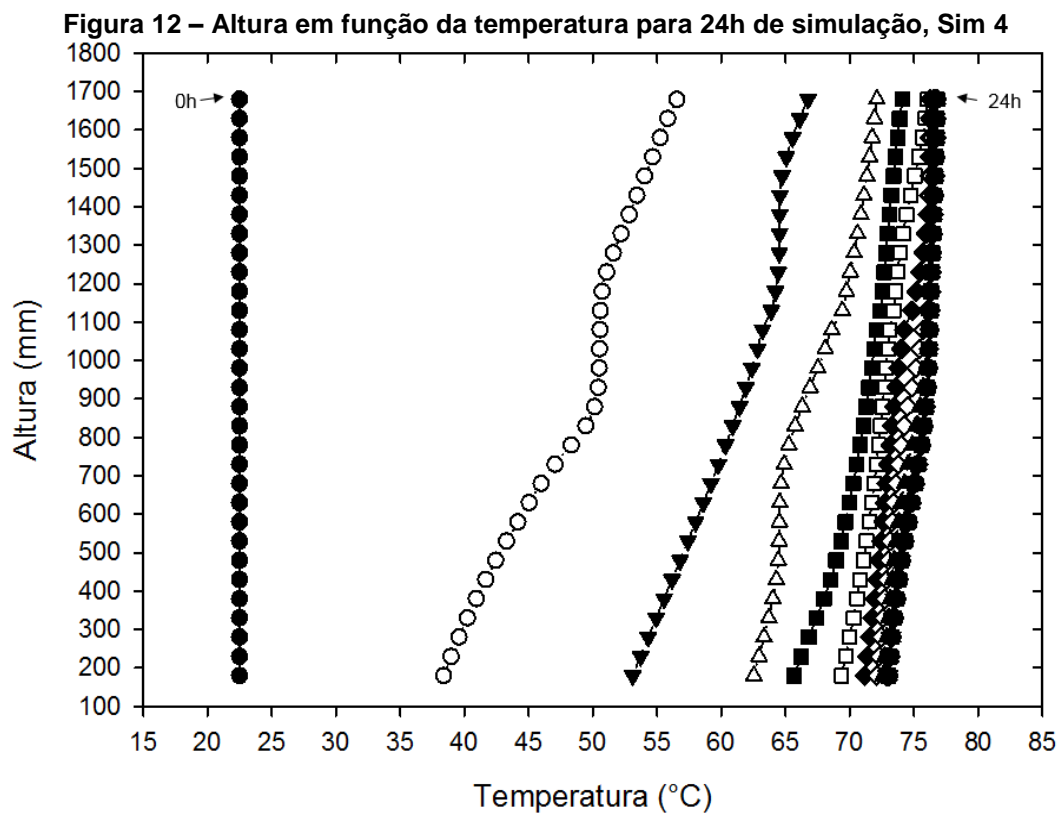
No gráfico de Str gerado pelos dados da Sim 4, exibido na Figura 18, verifica-se que o maior valor deste parâmetro (66,09%) acontece em 2h de simulação, atingindo 47,12% ao fim das 24h de simulação. O perfil de Ri em função do tempo para a Sim 4 pode ser observado na Figura 19. Observa-se que o parâmetro, para as condições da simulação, tem um comportamento crescente a partir das 9h de simulação. A partir da equação (22), nota-se que quanto menor a velocidade do fluido, maior o Ri . O comportamento da velocidade de entrada do fluido no reservatório, para a Sim 4, varia acentuadamente com o tempo. Na primeira hora de simulação, a velocidade atingida é a maior dentre todas as simulações, chegando a 0,0306 m/s. Entretanto, houve uma redução drástica na velocidade a partir das 9h de simulação, atingindo as menores velocidades de entrada do fluido dentre todas as simulações, chegando a 0,0002 m/s.

Os valores de exergia acumulada, exergia líquida que passa pelo reservatório, exergia destruída e eficiência exergética para a Sim 4 estão dispostos na Tabela 8.

Tabela 8 – Valores de exergia para a Sim 4, em kJ

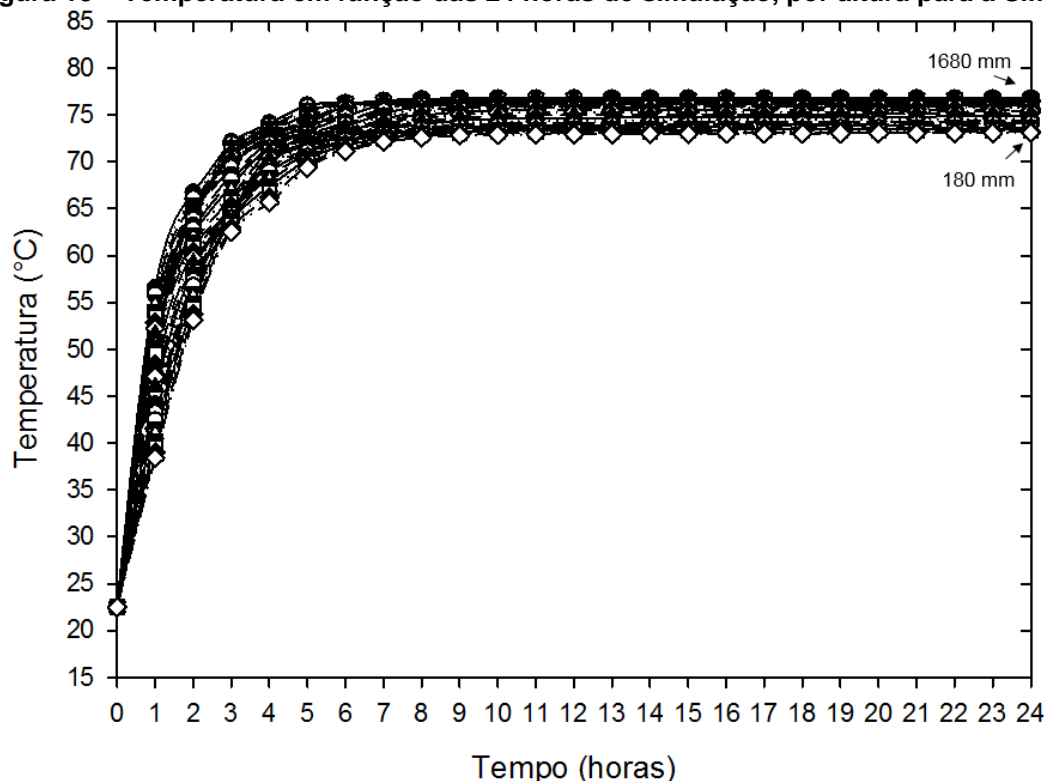
$E_{x,e} - E_{x,s}$	5723,62
$\Delta E_{x,ac}$	2536,27
$E_{x,des}$	3187,35
ξ_{car}	44,31%

Fonte: Autoria própria



Fonte: Autoria própria

Figura 13 – Temperatura em função das 24 horas de simulação, por altura para a Sim 4



4.4 SIMULAÇÃO 5

Um resumo das condições de contorno e variáveis da simulação numérica pode ser observado na Tabela 9.

Tabela 9 – Resumo das condições e variáveis da Sim 5

Condição de contorno paredes	Adiabático, não deslizamento
Tubo (trocador de calor)	Temperatura prescrita de 60°C
Angulação	30°
Razão de aspecto	5,667

Fonte: Autoria própria

O perfil de temperatura ao longo do reservatório em função do tempo e o perfil de temperatura pelo tempo, para cada termopar, para a Sim 5 podem ser observados nas Figura 14 e Figura 15, respectivamente. Percebe-se que na primeira hora ocorreram os maiores gradientes entre o topo e o fundo. A maior

diferença de temperatura entre o topo e fundo foi observada na primeira hora de simulação, atingindo 12,43°C, posteriormente atingindo 4,05°C no fim das 24h de simulação. Em 4h de simulação, o fluido contido no topo do reservatório já estava a aproximadamente 97% da temperatura máxima atingida nas 24h de simulação, enquanto que o fluido contido no fundo estava a 93% da temperatura final.

No gráfico de *Str* gerado pelos dados da Sim 5, exibido na Figura 19, verifica-se que o maior valor do parâmetro (68,64%) ocorreu em 3h de simulação, atingindo 54,35% ao fim das 24h de simulação. O perfil de *Ri* em função do tempo para a Sim 5 pode ser observado na Figura 20. Observa-se que o parâmetro, neste caso, atinge um pico na primeira hora, de 253.159, atingindo 82.474 ao final das 24h de simulação. O comportamento deste parâmetro em função do tempo é similar ao do gradiente de temperatura entre o topo e fundo.

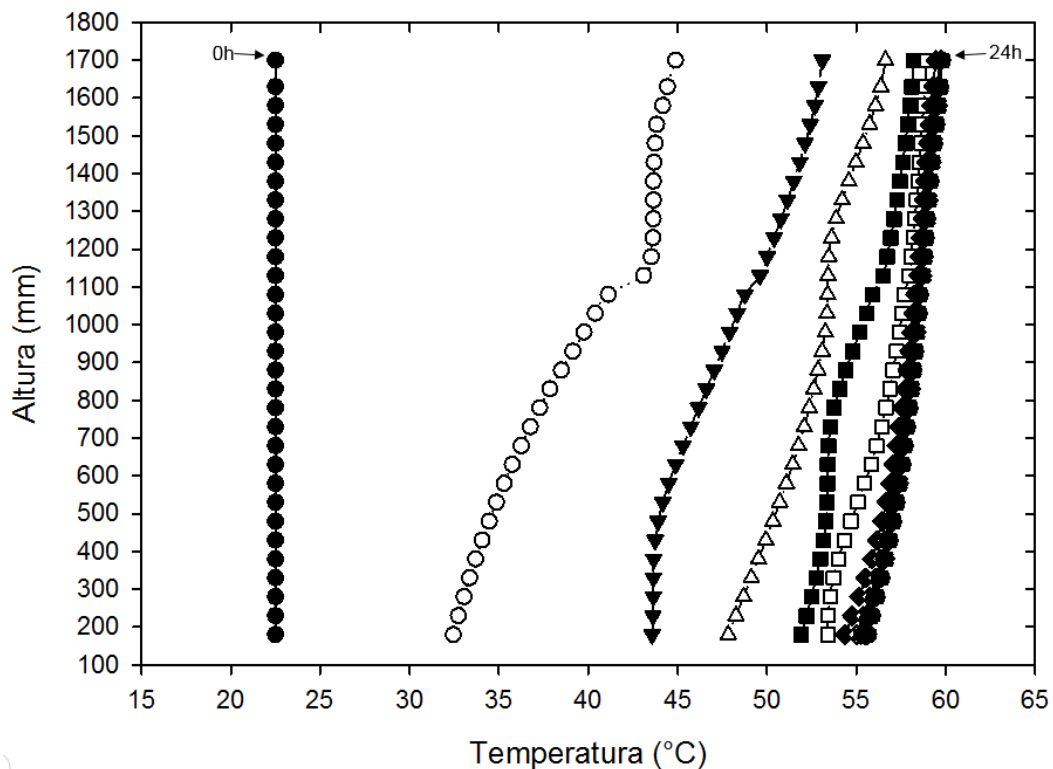
Os valores de exergia acumulada, exergia líquida que passa pelo reservatório, exergia destruída e eficiência exérgica para a Sim 5 estão dispostos na Tabela 10.

Tabela 10 – Valores de exergia para a Sim 5, em kJ

$E_{x,e} - E_{x,s}$	3241,21
$\Delta E_{x,ac}$	1276,50
$E_{x,des}$	1964,72
ξ_{car}	39,38%

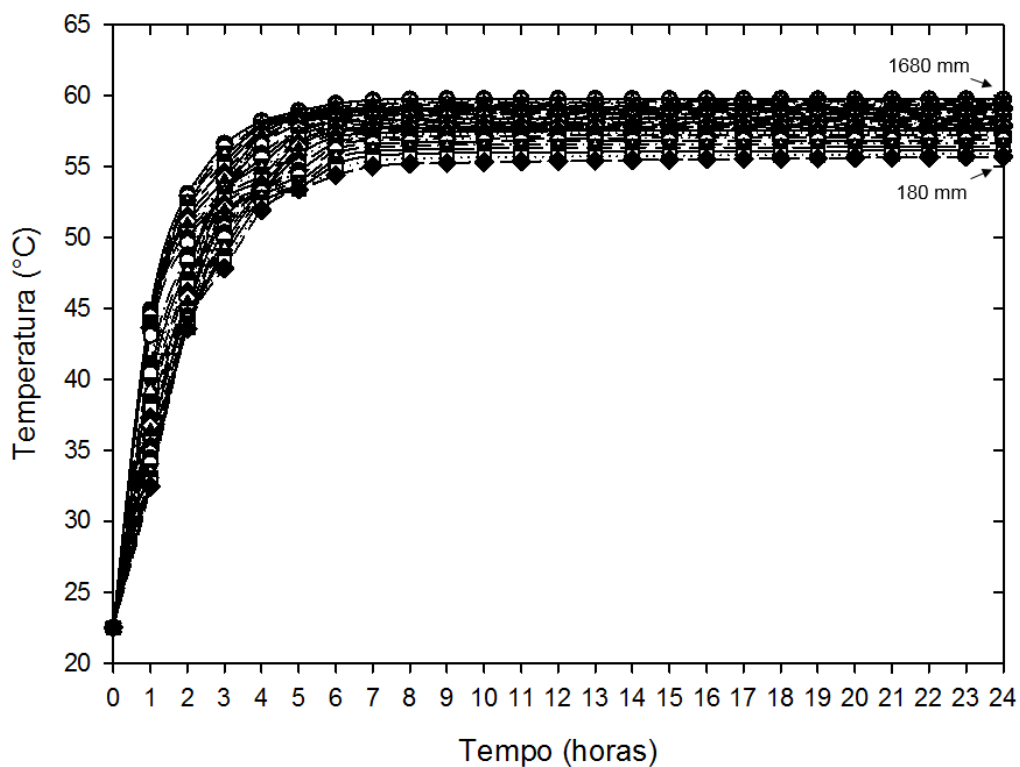
Fonte: Autoria própria

Figura 14 – Altura em função da temperatura para 24 horas de simulação, Sim 5



Fonte: Autoria própria

Figura 15 – Temperatura em função das 24 horas de simulação, por altura para Sim 5



Fonte: Autoria própria

4.5 SIMULAÇÃO 6

A Tabela 11 apresenta um resumo das condições de contorno e variáveis desta simulação numérica.

Tabela 11 – Resumo das condições e variáveis da Sim 6

Condição de contorno paredes	Adiabático, não deslizamento
Tubo (trocador de calor)	Temperatura prescrita de 40°C
Angulação	30°
Razão de aspecto	5,667

Fonte: Autoria própria

Na Figura 16 pode-se observar a temperatura em função do tempo para cada termopar. A Figura 17 mostra a temperatura para cada termopar em função do tempo para a Sim 6. Na primeira hora são observados os maiores gradientes entre as camadas isotérmicas. A maior diferença de temperatura entre o topo e fundo foi observada na primeira hora de simulação, atingindo 6,77°C, posteriormente estabilizando-se em 2,94°C. Na curva de Str , exibida na Figura 18, verifica-se que o maior valor do parâmetro (62,71%) ocorreu em 5h de simulação, estabilizando-se a 56,51% ao fim das 24h de simulação. O perfil de Ri em função do tempo para a Sim 6 pode ser observado na Figura 19. Observa-se que o parâmetro, neste caso, atinge um pico na quarta hora de simulação, atingindo 111.371, e apenas 37.007 ao fim da simulação.

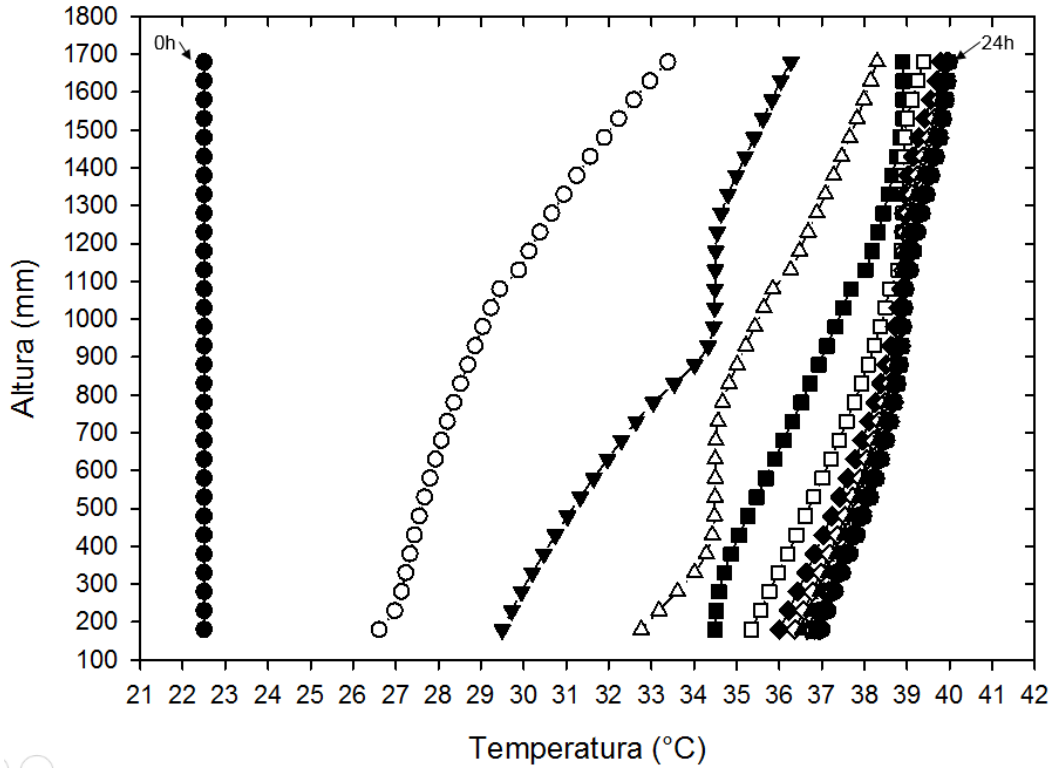
Os valores de exergia acumulada, exergia líquida que passa pelo reservatório, exergia destruída e eficiência exérgica estão dispostos na Tabela 12.

Tabela 12 – Valores de exergia para a Sim 6, em kJ

$E_{x,e} - E_{x,s}$	1195,20
$\Delta E_{x,ac}$	348,75
$E_{x,des}$	864,45
ξ_{car}	28,18%

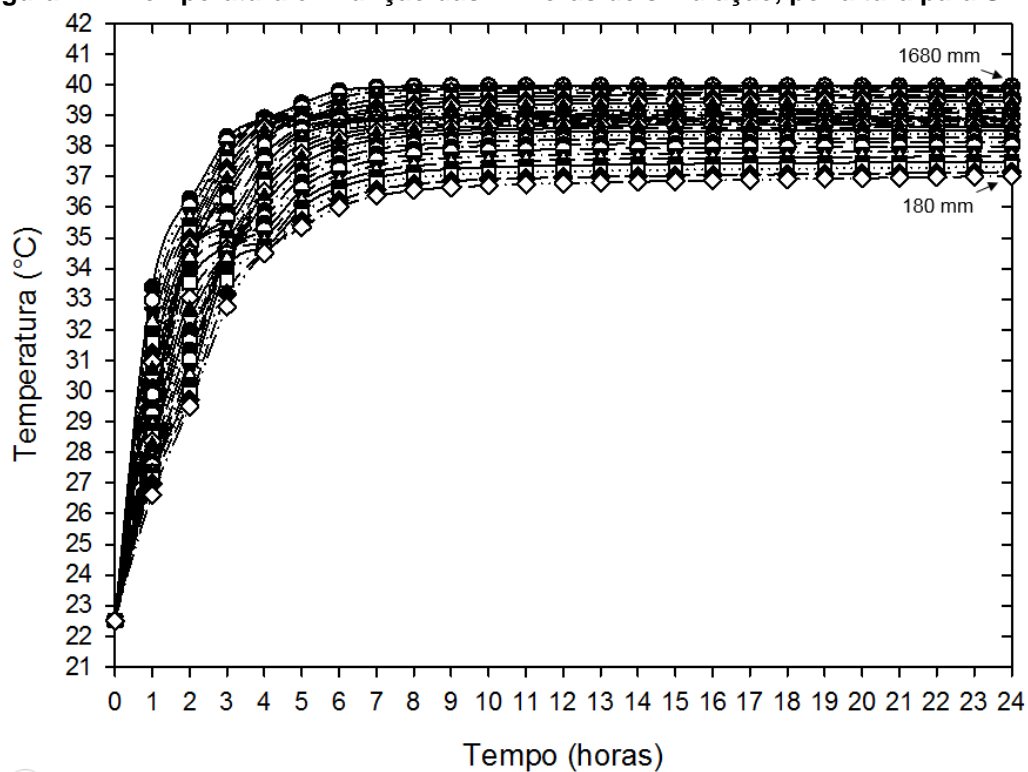
Fonte: Aatoria própria

Figura 16 – Altura em função da temperatura para 24 horas de simulação para 11 intervalos de tempo, Sim 6



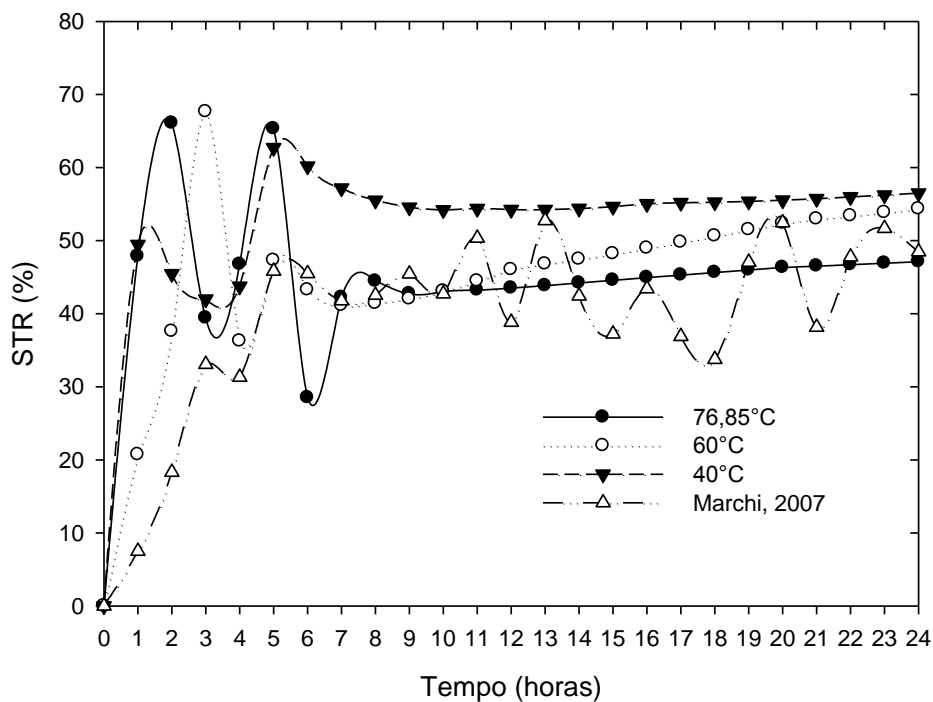
Fonte: Aatoria própria

Figura 17 – Temperatura em função das 24 horas de simulação, por altura para Sim 6



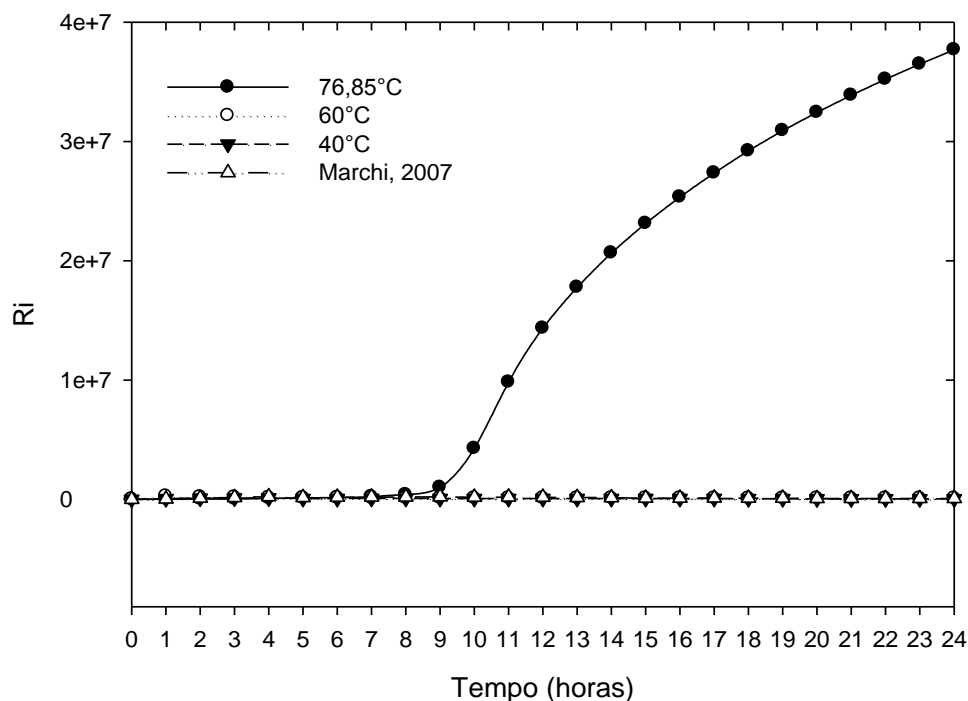
Fonte: Autoria própria

Figura 18 – Comparativo entre *Str* das simulações de temperaturas prescritas e experimento de Marchi, 2007



Fonte: Autoria própria

Figura 19 – Comparativo entre Ri das simulações com temperaturas prescritas e experimento de Marchi, 2007



Fonte: Autoria própria

4.6 SIMULAÇÃO 7

Um resumo das condições de contorno e variáveis da simulação numérica pode ser observado na Tabela 13.

Tabela 13 – Resumo das condições e variáveis da Sim 7

Condição de contorno paredes	Adiabático, não deslizamento
Tubo (trocador de calor)	Fluxo prescrito de 52,15 W/m
Angulação	30°
Razão de aspecto	5,667

Fonte: Autoria própria

Para a Sim 7, o perfil de temperatura ao longo do reservatório em função do tempo, em intervalos de 1h, pode ser observado na Figura 20. Já o perfil de temperatura pelo tempo, para cada posição dos termopares, pode ser observado na Figura 21. A partir do perfil da termoclina traçado, observado nas

Figura 20 e Figura 21, percebe-se o aumento gradual na temperatura das camadas isotérmicas de água com o decorrer do tempo. Na Figura 20 é possível distinguir cada uma das termoclinas, que não se sobrepõem umas às outras após todo fluido contido no reservatório ser aquecido. Nesta simulação, o maior gradiente de temperatura entre o topo e o fundo do reservatório pode ser observado na 7ª hora de simulação, atingindo 0,84°C, e 0,77°C em 24h de simulação. A partir dessas figuras, observa-se que no fim da simulação as temperaturas medidas por todos os termopares ainda variavam com o tempo, mostrando tendência de aumento mesmo após as 24h simuladas.

No gráfico de Str , exposto na Figura 27, o maior valor observado neste parâmetro para a Sim 7 ocorreu em 16h de simulação, atingindo 66,83%, oscilando não-periodicamente no intervalo de tempo simulado.

O perfil de Ri em função do tempo, para a Sim 7, pode ser observado na Figura 28. Para a Sim 7, o parâmetro atinge um pico em 8h de simulação, de 111.886, atingindo 94.531 ao fim das 24h de simulação.

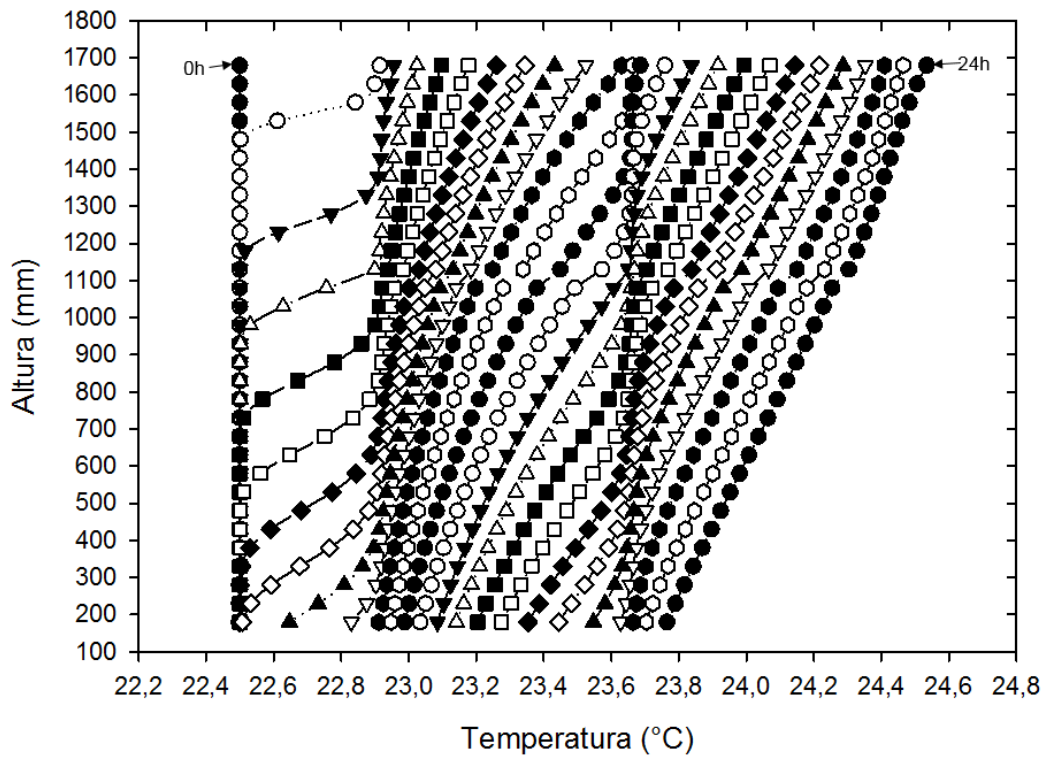
Os valores de exergia acumulada, exergia líquida que passa pelo reservatório, exergia destruída e eficiência exergética estão dispostos na Tabela 14.

Tabela 14 – Valores de exergia para a Sim 7, em kJ

$E_{x,e} - E_{x,s}$	232,94
$\Delta E_{x,ac}$	16,30
$E_{x,des}$	216,65
ξ_{car}	7,00%

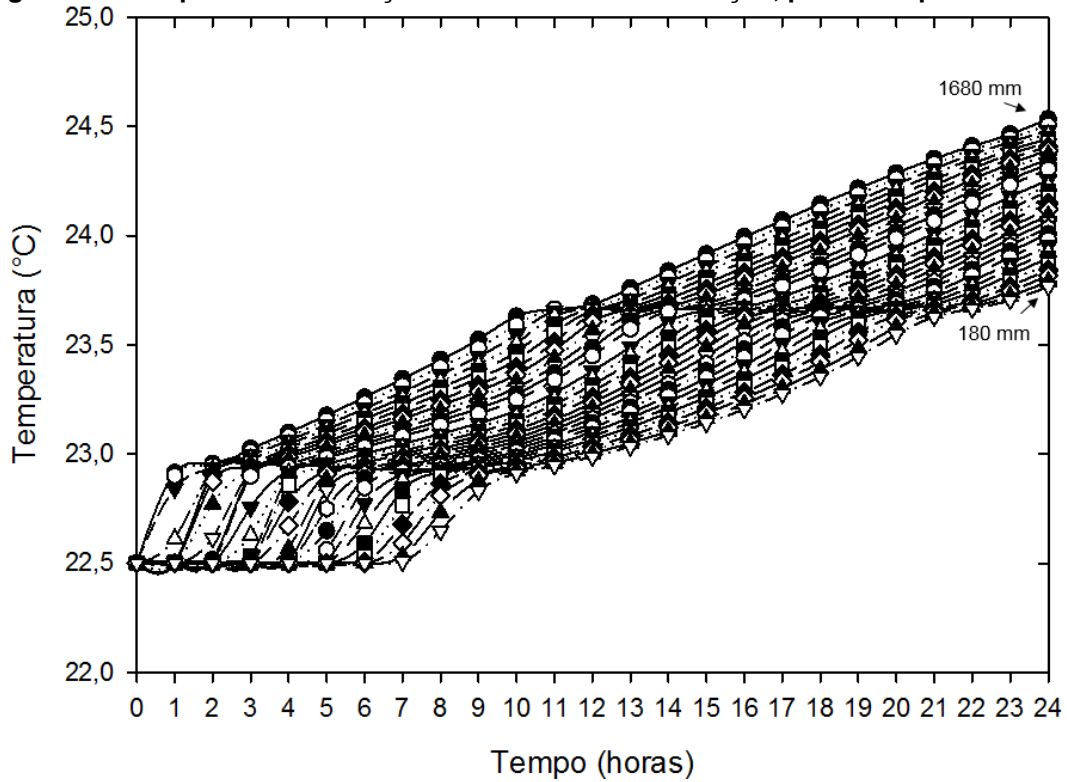
Fonte: Autoria própria

Figura 20 – Altura em função da temperatura para as 24 horas de simulação em intervalos de tempo de 1h, Sim 7



Fonte: Autoria própria

Figura 21 – Temperatura em função das 24 horas de simulação, por altura para a Sim 7



Fonte: Autoria própria

4.7 SIMULAÇÃO 8

A Tabela 15 apresenta um resumo das condições de contorno e variáveis desta simulação numérica.

Tabela 15 – Resumo das condições e variáveis da Sim 8

Condição de contorno paredes	Adiabático, não deslizamento
Tubo (trocador de calor)	Fluxo prescrito de 241,93 W/m
Angulação	30°
Razão de aspecto	5,667
β ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)	3E-5

Fonte: Autoria própria

O perfil da altura pela temperatura, para cada hora, da Sim 8 pode ser observado na Figura 22. Comparando o perfil de temperatura traçado pelos dados da Sim 8 com os dados da Sim 2, na Figura 10, percebe-se que houve um aumento no gradiente entre a água contida no topo e fundo do reservatório. A evolução deste gradiente com o tempo pode ser visualizada na Figura 23. A partir da equação (7), nota-se que a diminuição deste coeficiente implica em uma menor variação da densidade. Quanto menor essa diferença, menor a velocidade atingida pela água dentro do sistema, fato este mostrado pela Figura 26, onde podem ser observadas as velocidades máximas do fluido na entrada do reservatório em função do tempo de simulação. A diminuição da velocidade do fluido dentro do reservatório pode implicar em um efeito de mistura menor, fazendo com que a estratificação fique mais acentuada, as camadas isotérmicas de água tenham maiores diferenças de temperatura em relação as adjacentes e exista um gradiente de temperatura maior entre o topo e fundo do reservatório. A Figura 25 mostra a diferença entre as temperaturas registradas nos termopares em função da altura para as Sim 2 e Sim 8.

O comparativo entre o Str em função do tempo experimental e simulado para as Sim 2, Sim 7 e Sim 8 pode ser observado na Figura 27. Observa-se que este parâmetro apresentou comportamento crescente com o tempo, atingindo para a Sim 8, 69,48% ao fim das 24h de simulação.

O comparativo entre o Ri em função do tempo obtido experimentalmente e simulado para as Sim 2, Sim 7 e Sim 8 pode ser observado na Figura 28. Observa-se que este parâmetro, para a Sim 8, possui uma ordem de grandeza a mais quando comparado ao obtido na Sim 2 e ao do experimento. Houve um pico deste parâmetro em 12h de simulação, chegando a 2.940.000.

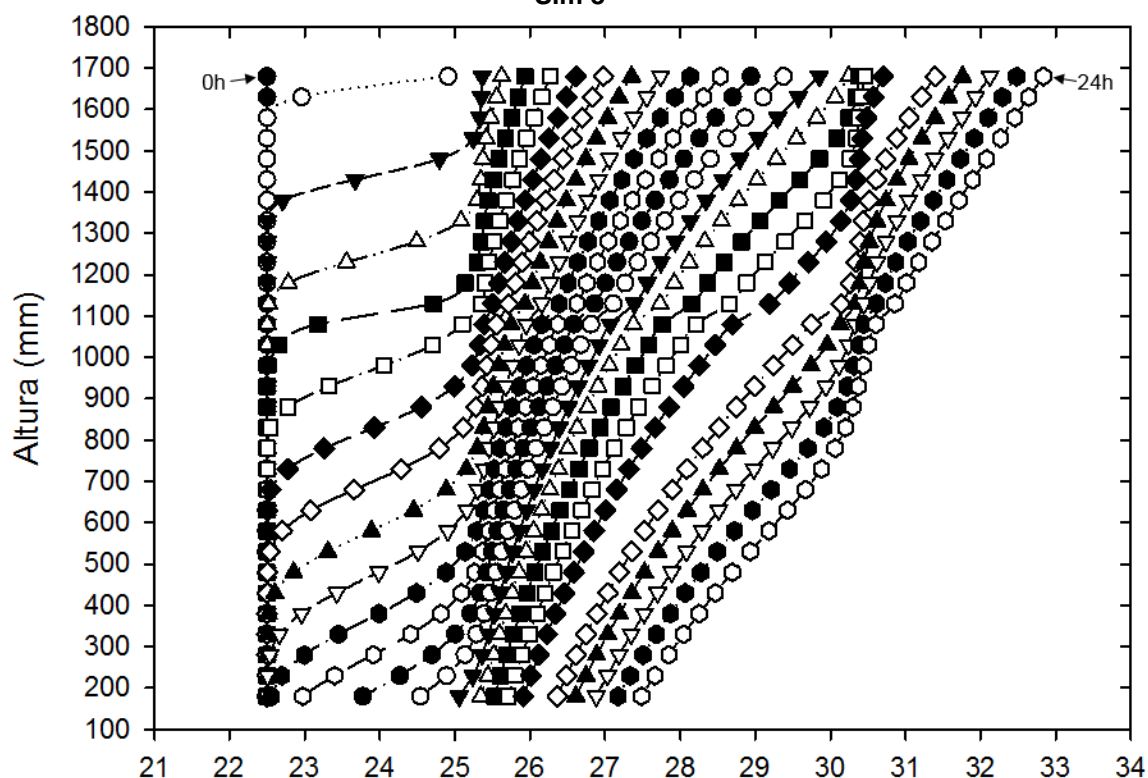
Os valores de exergia acumulada, exergia líquida que passa pelo reservatório, exergia destruída e eficiência exergética estão dispostos na Tabela 16.

Tabela 16 – Valores de exergia para a Sim 8, em kJ

$E_{x,e} - E_{x,s}$	444,72
$\Delta E_{x,ac}$	114,30
$E_{x,des}$	330,42
ξ_{car}	25,70%

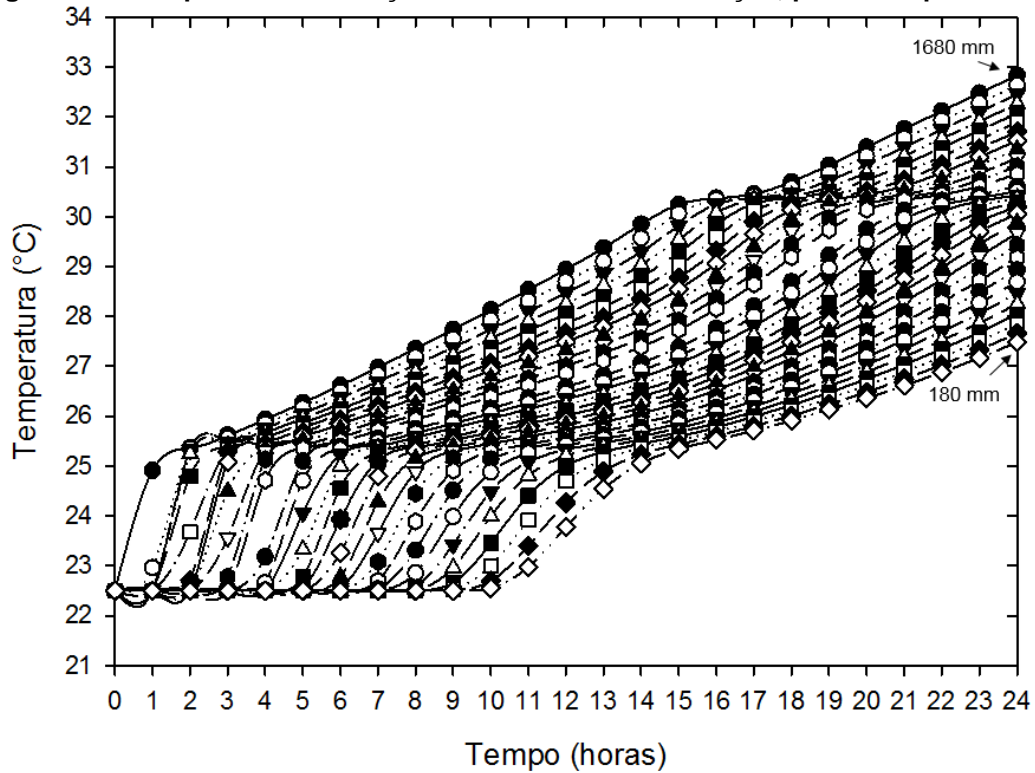
Fonte: Autoria própria

Figura 22 – Altura em função da temperatura para 24h de simulação em intervalos de 1h, Sim 8



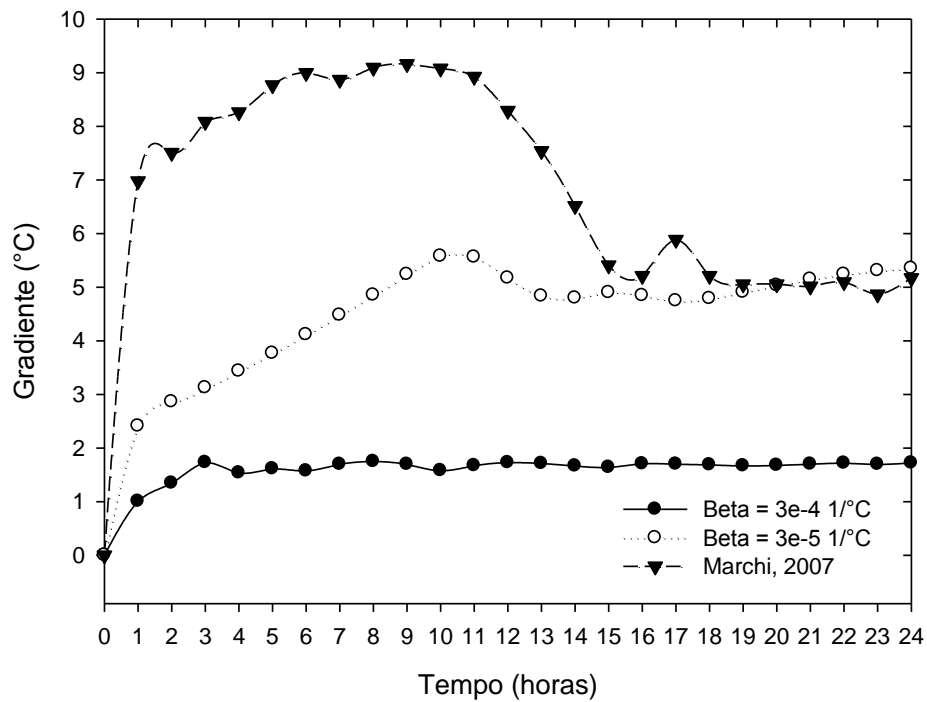
Fonte: Autoria própria

Figura 23 – Temperatura em função das 24 horas de simulação, por altura para Sim 8



Fonte: Autoria própria

Figura 24 – Comparativo da evolução dos gradientes máximos observados entre o topo e fundo, durante as 24h, para as Sim 2, Sim 8 e experimento de Marchi, 2007



Fonte: Autoria própria

Figura 25 – Média da diferença entre a Sim 2 e Sim 8 em função da altura

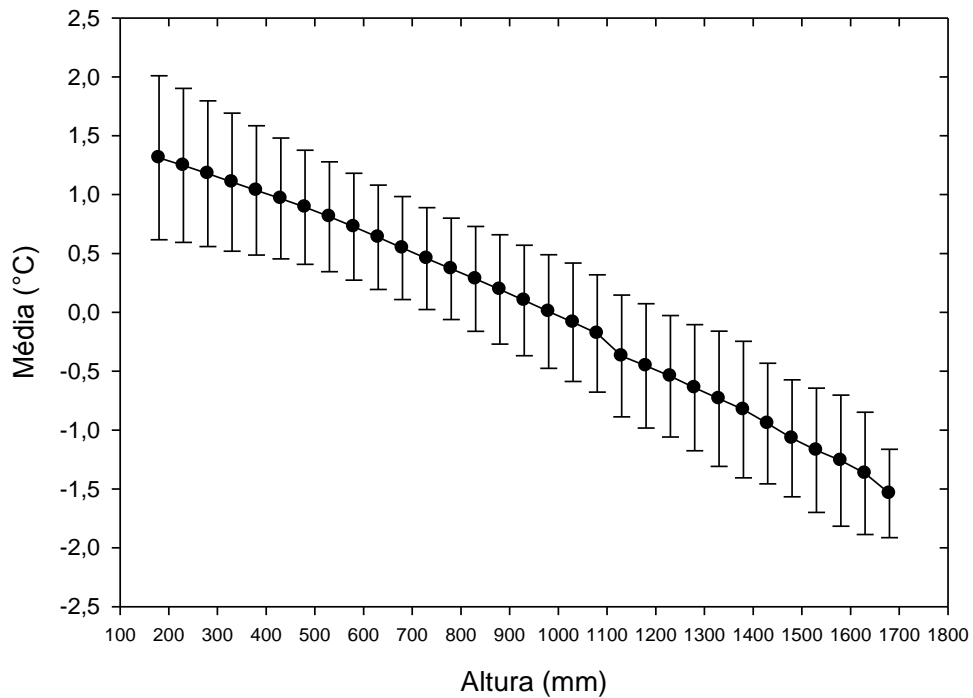


Figura 26 – Comparativo das velocidades máximas atingidas pelo fluido na entrada do reservatório, durante as 24h, para as Sim 2 e Sim 8

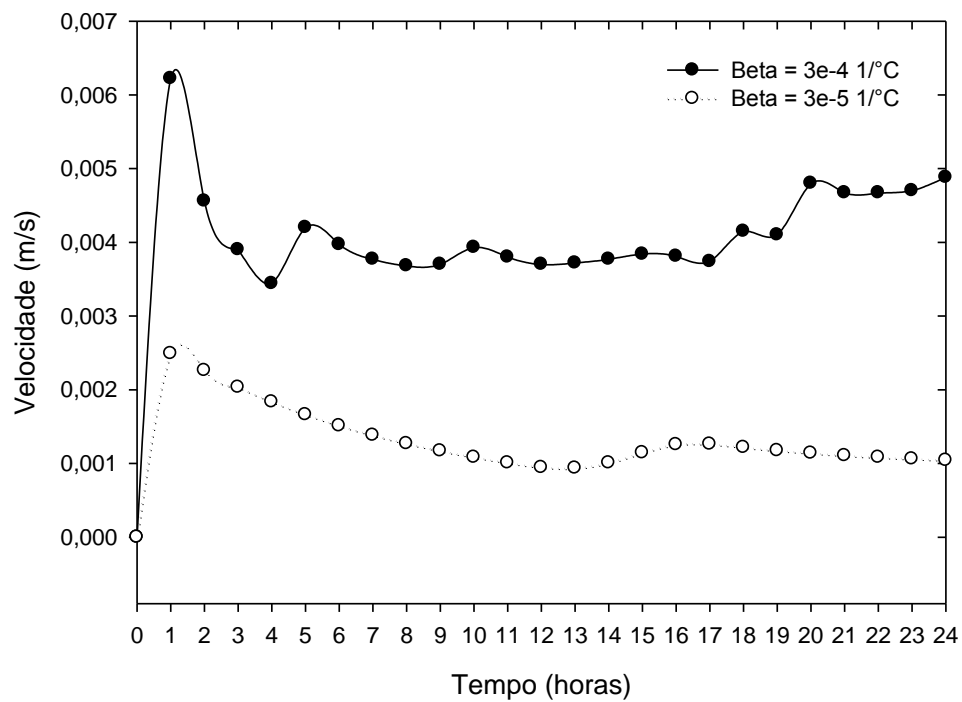
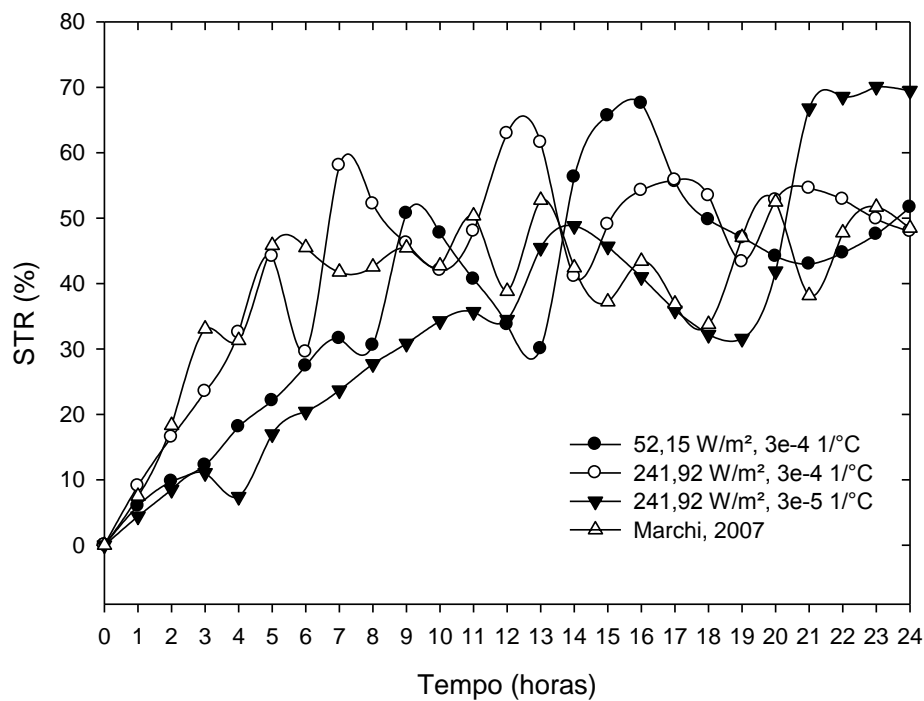


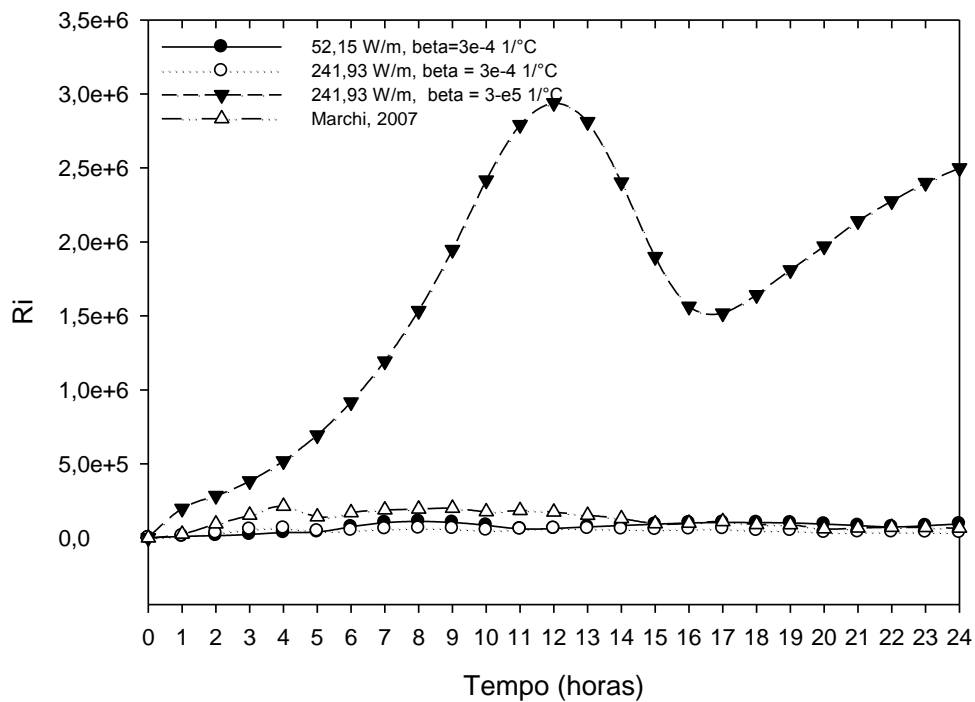
Figura 27 – Comparativo entre os *Str* obtidos nas simulações de fluxo prescrito e dados de Marchi, 2007



Tempo (horas)

Fonte: Autoria própria

Figura 28 – Comparativo entre os *Ri* obtidos nas simulações de fluxo prescrito e dados de Marchi, 2007



Tempo (horas)

Fonte: Autoria própria

4.8 COMPARATIVO ENTRE SIMULAÇÕES E EXPERIMENTO

A comparação quantitativa entre os resultados das simulações e experimento pode ser visualizada na Tabela 17. A tabela mostra os valores de média e desvio padrão para as diferenças entre as temperaturas registradas nos termopares da simulação e do experimento, para cada altura e hora. As médias das Sim 2, Sim 7 e Sim 8 mostram que os dados dos termopares do experimento registraram maiores temperaturas que os da simulação. Com esses resultados, pode-se observar que os valores de fluxo prescrito estimados para essas simulações subestimam o fluxo real que ocorreu no trocador de calor. As médias das diferenças das simulações de temperaturas prescritas (Sim 4, Sim 5 e Sim 6), são similares a diferença entre as temperaturas máximas obtidas nas simulações e a temperatura máxima experimental.

Tabela 17 – Simulações, média e desvio padrão das diferenças entre as temperaturas da simulação e experimental.

Simulação	Média (°C)	Desvio Padrão (°C)
Sim 2	-3,41	2,26
Sim 4	41,15	9,52
Sim 5	25,26	6,01
Sim 6	7,43	2,70
Sim 7	-6,44	3,40
Sim 8	-3,44	1,65

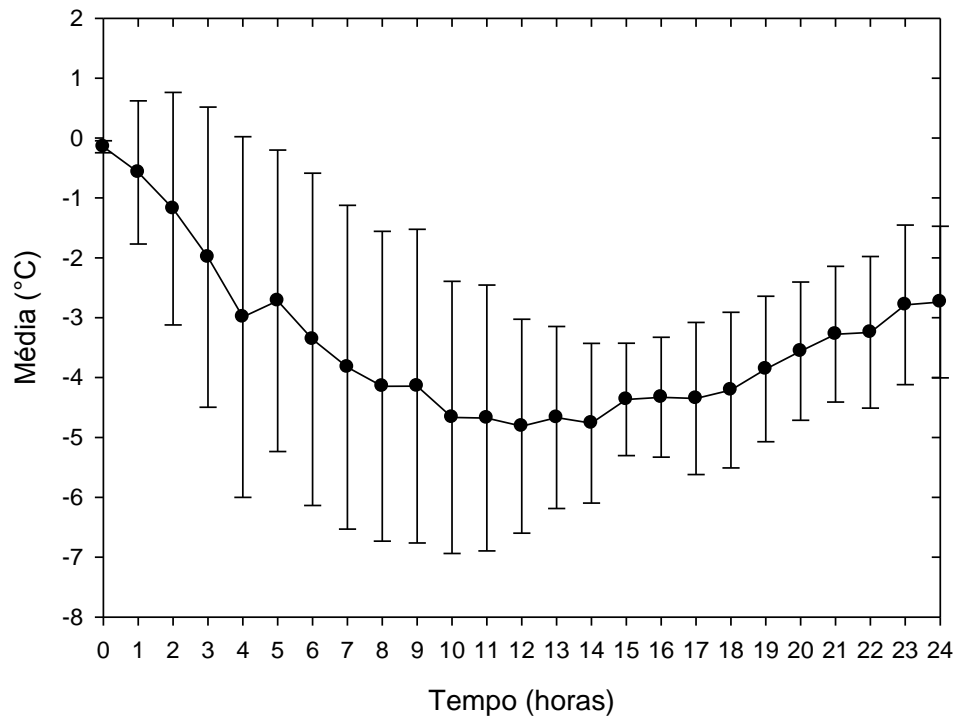
Fonte: Autoria própria

Como a diferença média da Sim 2 é menor, levando em conta também o valor do coeficiente de expansão térmica, pode-se considerá-la a simulação que mais se aproxima do experimento realizado por Marchi em 2007. Apesar da eficiência exergética da Sim 2 ser a que mais se aproxima com a do experimento (26,01%), a destruição de exergia do experimento, considerando o reservatório térmico adiabático, foi de 499,17 KJ, mostrando que essa diferença foi relevante (173,73 KJ). As médias e desvios padrões das diferenças entre as temperaturas observadas nos termopares da Sim 2 e nos termopares do experimento em função do tempo podem ser observadas na

Figura 29. Percebe-se que a maior diferença média aconteceu em 12h de simulação, atingindo $-4,81^{\circ}\text{C}$, enquanto o desvio padrão nesta hora é $1,79^{\circ}\text{C}$. A diferença média e o desvio padrão atingem $-2,74^{\circ}\text{C}$ e $1,27^{\circ}\text{C}$, respectivamente, ao final das 24h de simulação. As médias e desvios padrões das diferenças entre as temperaturas observadas nos termopares da Sim 5 e do experimento em função da altura podem ser observadas na Figura 30

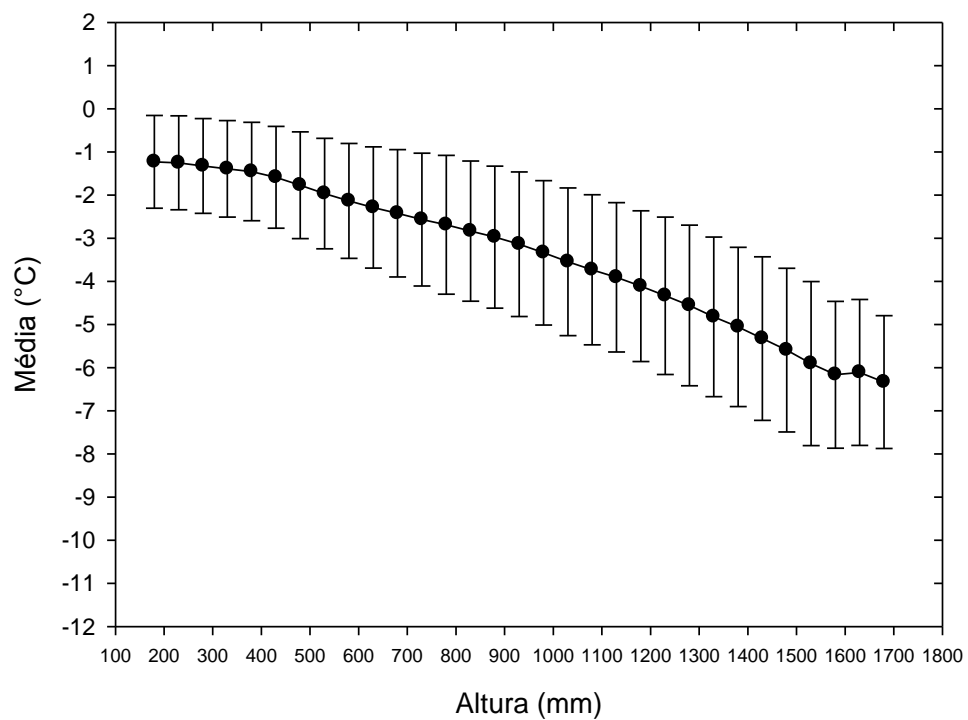
. A maior disparidade entre as temperaturas registradas ocorreu no termopar localizado no topo do reservatório, chegando a $-6,33^{\circ}\text{C}$ e desvio padrão igual a $1,54^{\circ}\text{C}$. No termopar localizado no fundo, a média das diferenças é mínima, atingindo $-1,23^{\circ}\text{C}$ e desvio padrão de $1,07^{\circ}\text{C}$. A partir desse gráfico, percebe-se que houve uma tendência de aumento da diferença média e do desvio padrão em relação à altura do termopar analisado.

Figura 29 – Média das diferenças de temperatura simulada e experimental ao longo do reservatório em função do tempo



Fonte: Autoria Própria

Figura 30 – Média e desvio padrão das diferenças para as 24h de simulação em função da altura



Fonte: Autoria própria

4.9 EFEITO DA ANGULAÇÃO

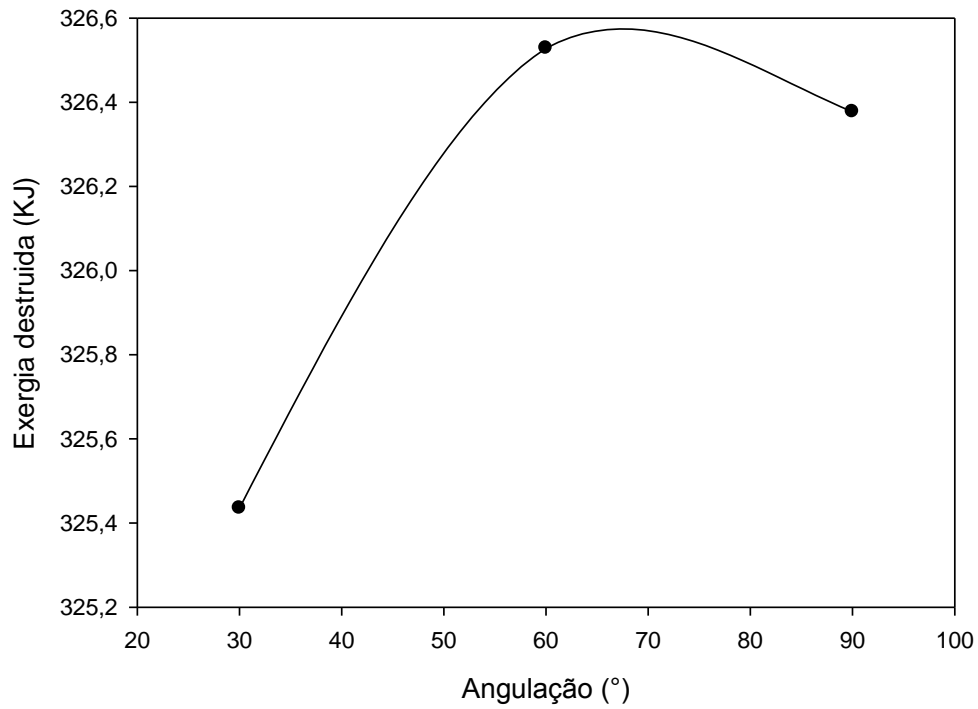
Nesta seção é discutido o efeito da angulação do trocador de calor na simulação de fluxo prescrito, com condições de contorno iguais as da Sim 2.

Na curva de destruição de exergia, observada na Figura 31, percebe-se que quanto maior a inclinação do trocador de calor, maior o gradiente de temperatura entre o topo e o fundo. A partir da Figura 32, percebe-se que a eficiência exergética teve uma redução pouco acentuada com o aumento da angulação do trocador de calor. A variação de 30° para 90° é de 0,38%. A Tabela 18 mostra as temperaturas medidas nos termopares do topo e fundo para as simulações com diferentes angulações ao final das 24h de simulação. Da Figura 33 percebe-se que quanto o gradiente entre o topo e o fundo do reservatório aumentam com a inclinação do trocador de calor.

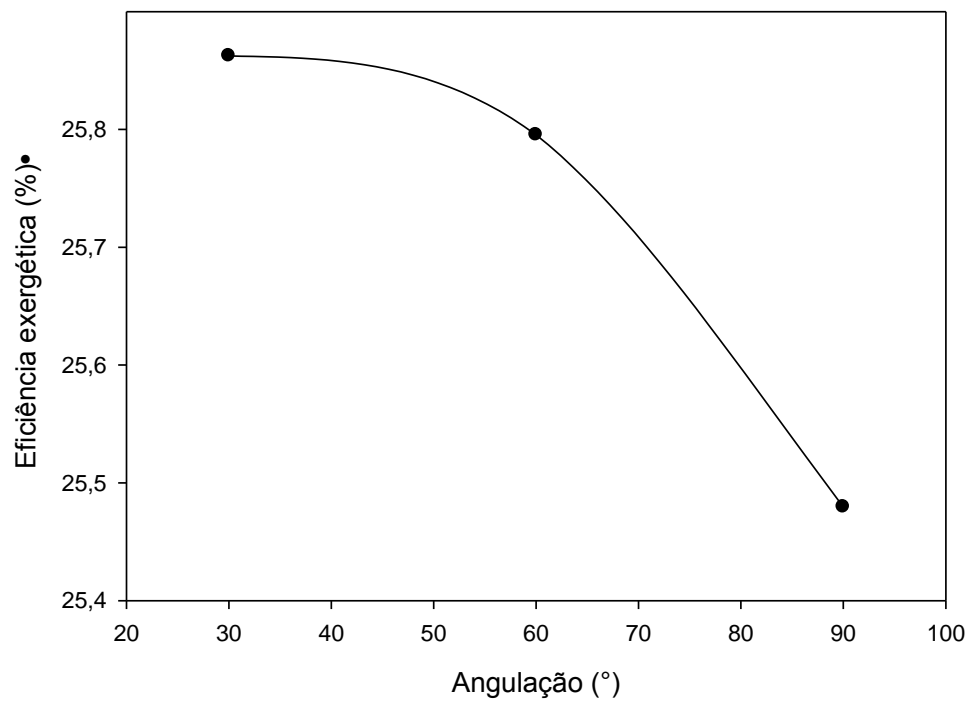
Tabela 18 – Temperaturas no topo e fundo do reservatório para cada angulação ao final das 24h de simulação

Angulação (°)	Temperatura topo (°C)	Temperatura fundo (°C)
30	31,09	29,37
60	31,48	28,61
90	32,02	28,46

Fonte: Autoria própria

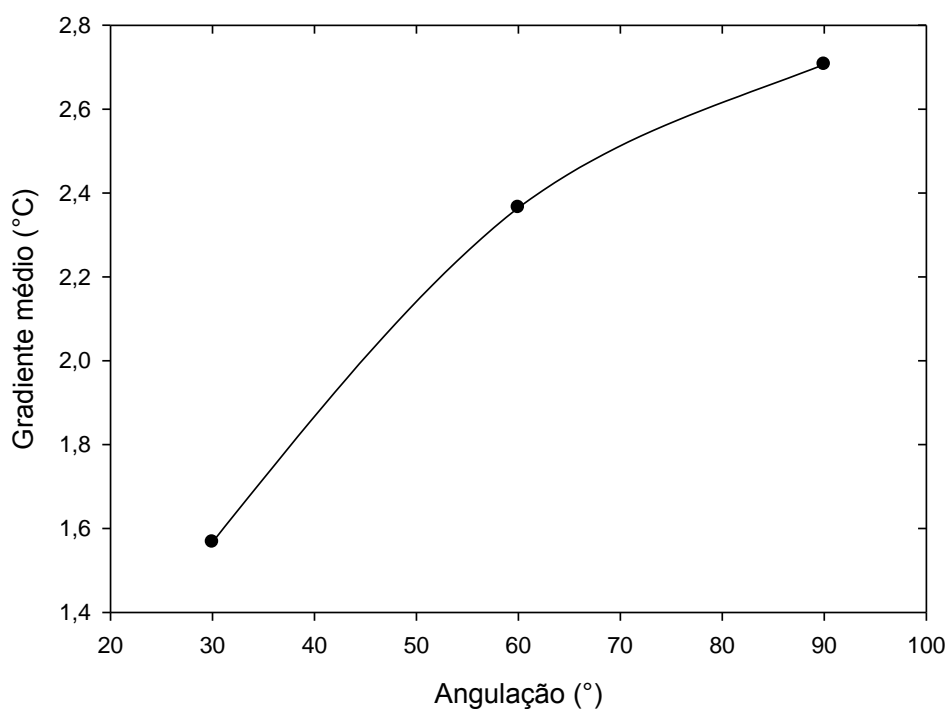
Figura 31 – Exergia destruída em função da angulação

Fonte: Autoria própria

Figura 32 – Eficiência exergética em função da angulação

Fonte: Autoria própria

Figura 33 – Gradiente entre o topo e fundo do reservatório em função da angulação do trocador de calor



Fonte: Autoria própria

5 CONCLUSÕES

A partir do presente trabalho, onde foi avaliado o desempenho de um reservatório térmico de água acoplado a um refrigerador doméstico via simulações numéricas, concluiu-se que:

- A metodologia de correção do fluxo de calor que aconteceu no trocador de calor foi validada através do cálculo da média das diferenças nas temperaturas obtidas nos termopares, para cada hora, entre simulações e experimento. Qualitativamente, a diferença média, para a simulação que mais se aproxima do experimento, foi de $-3,41^{\circ}\text{C}$ com desvio padrão de $2,26^{\circ}\text{C}$.
- Apesar da troca de calor que ocorre na condensadora de um refrigerador doméstico ser decorrente da troca de fase do fluido refrigerante, normalmente à temperatura constante de saturação, percebeu-se que a condição de contorno que

proporcionou um perfil de estratificação térmica mais próximo do experimento foi a de fluxo prescrito.

- A aproximação de Boussiesq, habilitada nas simulações, sugere que quanto maior o coeficiente de expansão térmica, maiores as velocidades do fluido dentro do reservatório. O coeficiente de expansão térmica do fluido possui influência considerável na estratificação térmica de um reservatório térmico.
- O Ri das simulações se aproximaram mais dos dados experimentais quando a velocidade de entrada do fluido dentro do reservatório foi menor e o gradiente de temperatura entre o fundo e o topo maior, destacando-se a simulação com condição de contorno de temperatura prescrita a $76,85^{\circ}\text{C}$.
- O perfil do Str da simulações de fluxo prescrito com coeficiente de expansão térmica a 30°C aproxima-se daquele obtido no experimento.
- A eficiência exergética da simulação de temperatura prescrita em $76,85^{\circ}\text{C}$ foi a maior, $44,31\%$. Os resultados mostram que esta foi a condição com melhor aproveitamento da exergia carregada pelo fluido que entra no reservatório.
- Há uma pico na destruição de exergia para angulação do trocador de calor igual a 60° com a horizontal. Quanto a eficiência exergética e gradiente entre topo e fundo, houve uma diminuição e aumento destes parâmetros, respectivamente, com o aumento da angulação do trocador de calor com relação a horizontal.
- A tecnologia de reaproveitamento da energia rejeitada pela condensadora de refrigeradores domésticos através do armazenamento de energia na forma térmica não é usada em larga escala e não está disponível comercialmente. Possivelmente a exigência de readequações estruturais nos equipamentos de refrigeração é um fator limitante para exploração da tecnologia.

A identificação das limitações inerentes ao modelo utilizado neste trabalho possibilita seu aprimoramento. Para trabalhos futuros, sugere-se a avaliação do sistema através de simulações baseadas em densidade, com a densidade do fluido variando com a temperatura. Além disso, sugere-se que sejam otimizadas as condições de razão de aspecto e inclinação do trocador de calor com algoritmos de Inteligência Artificial.

6 REFERÊNCIAS

ABDELHAK O., MHIRI H., BOURNOT P. CFD analysis of thermal stratification in domestic hot water storage tank during dynamic mode. *Building Simulation*. Vol. 8, p. 421-429, 2015.

ALTUNTOP N., ARSLAN M., OZCEYHAN V., KANOGLU M. Effect of obstacles on thermal stratification in hot water storage tanks. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 25, p. 2285-2298, 2005.

ÁLVARES A., BAZ M., CABEZA O., FERRÍN J. L., MUÑIZ M. C., VARELA L. M. Experimental and numerical simulation of a storage tank connected to a flat-plate solar collector. *Renewable Energy and Power Quality Journal*. Vol 11, p. 186-191, 2013.

ANSYS FLUENT THEORY GUIDE, ANSYS, Inc., 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317, 2013.

BARTHLEND T. J., JESPERSEN D. The design and application of upwind schemes on unstructured meshes. Technical Report AIAA-89-0366, AIAA 27th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, 1989.

BARZEGAR A., DEGHAN A. A. Transient thermal behavior of a vertical solar storage tank with a mantle heat exchanger during no-flow operation. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. Vol. 2, p. 55-69, 2009.

BEN SLAMA R. Water-heater coupled with the refrigerator to develop the heat of the condenser. International Renewable Energy Congress. Sousse Tunisia, 2009.

CASTELL A., MEDRANO M., SOLÉ C., CABEZA L. F. Dimensionless numbers used to characterize stratification in water tanks for discharging at low flow rates. *Renewable Energy*. Vol 35, p. 2192-2199, 2010.

CELIK I. B., GHIA U., ROACHEP. J., FREITAS C. J., COLEMANH.,RAAD P. E.Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications. *Journal Of Fluid Engineering*. Vol. 130, 078001-4, 2008.

DA SILVA C. R., NETO I. M., SEIFERT S. S. Electricity supply security and the future role of renewable energy sources in Brazil. *Renewable and sustainable Energy Reviews*. Vol. 59, p. 328-341, 2016.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE). Série: Estudos de Eficiência Energética - Nota técnica 10/14. Consumo de energia no Brasil – Análises setoriais. Rio de Janeiro, 2014.

FERNÁNDEZ-SEARA J., UHIA F., SIERES J. Experimental analysis of a domestic electric hot water storage tank. Part II: Dynamic mode of operation. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 27, p. 137–144, 2007.

FERZIGER, J.H., PERID, M. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. 2ª ed. SpringerVerlag, 1999, Berlin/Heildeberg.

FOX, R.W.; MCDONALD, A.T.; PRITCHARD, P.J. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. 6ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006.

GHADDAR N. K. Stratified storage tank influence on performance of solar water heating system tested in Beirut. *Renewable Energy*. Vol. 4, p. 911-925, 1994.

GHADDAR N. K., AL-MARAFIE A. M. Numerical simulation of stratification behavior in thermal storage tanks. *Applied Energy*. Vol. 32, p. 225-239, 1989.

HAN Y. M., WANG R. Z., DAI Y. J. Thermal stratification within the water tank. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 13, p. 1014-1026, 2009.

IEVERS S., LIN W. Numerical simulation of three-dimensional flow dynamics in a hot water storage tank. *Applied Energy*. Vol. 86, p. 2604-2614, 2009.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). *Statistics Report. International Energy Outlook*. OECD/IEA, Paris (France), 2016. Disponível em

<[https://www.eia.gov/outlooks/ieo/pdf/0484\(2016\).pdf](https://www.eia.gov/outlooks/ieo/pdf/0484(2016).pdf)>. Acessado em maio de 2019.

INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION (IIR). The role of refrigeration in the economy. 2016. Disponível em <http://www.iifiir.org/userfiles/file/publications/notes/NoteTech_29_EN.pdf>, acessado em maio de 2019.

INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P.; BERGMAN, T. Fundamentos de transferência de calor e massa. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 643 p.

MARCHI NETO I. Survey of domestic refrigerators coefficient of performance associated a thermal storage unit. 2007. 132f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Bauru, 2007.

MARCHI NETO I., PADILHA A., SCALON V. L. Refrigerator COP with thermal storage. Applied Thermal Engineering. Vol. 29, p. 2358-2364, 2009.

MARQUES A. C., DAVIES G. F., EVANS J. A., MAIDMENT G. G., WOOD I. D. Theoretical modelling and experimental investigation of a thermal energy storage refrigerator. Energy. Vol. 55, p. 457-465, 2013.

OULD AMROUCHE S., REKIOUA D., REKIOUA T., BACHA S. Overview of energy storage in renewabl energy systems. International journal of hydrogen energy. Vol. 41, p. 20914-20927, 2016.

PÉRÉMÉ M., MARIE S., BARBELET M., PERCHAT E., DUCLOUX R., FOURMENT L., CHENOT J. Benefits of high performance computing applied to the numerical simulation of forged parts. 20th International Forging Congress, Nov. 2011, Hyderabad, India. 11 p.

RIBEIRO JUNIOR, Elson Heraldo; PENTEADO, Rosangela de Fatima Stankowitz. Modelo para formatação de trabalhos acadêmicos da UTFPR. Ponta Grossa, 2011. (Apostila).

ROACHE, P. J. Verification and Validation in Computational Science and Engineering. Hermosa Publishers, Albuquerque, New Mexico, 1998.

SAVICKI D. L., VIELMO H. A., KREZINGER A. Three-dimensional analysis and investigation of the thermal and hydrodynamic behaviors of cylindrical storage tanks. Renewable Energy. Vol. 36, p. 1364-1373, 2011.

SIROIS F., GRILLI F. Potential and limits of numerical modelling for supporting the development of HTS devices. *Superconductor Science and Technology*. Vol. 28, p.1-11, 2015.

TIAN, Y., ZHAO, C. Y. A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications. *Applied Energy*, Vol. 104, p. 538–553, 2013.

XU J., WANG R. Z., LI Y. A review of available technologies for seasonal thermal energy storage. *Solar Energy*. Vol. 103, p. 610-638, 2014.

ZUZARTE L. A. C., SIMÕES-MOREIRA J. R. Recuperação do calor rejeitado em condensadores de refrigeradores de pequeno porte para aquecimento de água. 10º Congresso sobre Geração Distribuída e Energia no Meio Rural. 2015.