



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE SANTA CRUZ**  
**PRO-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM MODELAGEM COMPUTACIONAL**  
**EM CIÊNCIA E TECNOLOGIA**

**LUIZ VINICIUS DE MENEZES SOGLIA**

**SISTEMA AUXILIAR PARA SECAGEM DE GRÃOS**  
**PPGMC – UESC**

**ILHÉUS-BA**  
**2019**

**LUIZ VINICIUS DE MENEZES SOGLIA**

**SISTEMA AUXILIAR PARA SECAGEM DE GRÃOS  
PPGMC – UESC**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional em Ciência e Tecnologia da Universidade Estadual de Santa Cruz, como parte das exigências para obtenção do título de Mestre em Modelagem Computacional em Ciência e Tecnologia.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Henrique de Oliveira Sales

ILHÉUS-BA  
2019

S682 Soglia, Luiz Vinícius de Menezes.  
Sistema auxiliar para secagem de grãos PPGMC – UESC /  
Luiz Vinícius de Menezes Soglia. – Ilhéus : UESC. 2019.  
811p. : il. Anexos.  
Orientador : Jorge Henrique de Oliveira Sales.  
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Santa  
Cruz. Programa de Pós-graduação em Modelagem Computacio-  
nal em Ciência e Tecnologia.  
Inclui referências e apêndices.

1. Energia solar. 2. Aquecimento solar de secagem de grãos.  
3. Cacao – Secagem. 4. Modelagem por computador. 5. Modelagem e simulação. 6. COMSOL Multiphysics (Programa de computador). I. Sales, Jorge Henrique de Oliveira. II. Título.

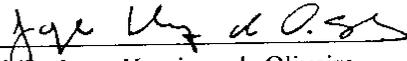
CDD – 621.47

LUIZ VINICIUS DE MENEZES SOGLIA

**SISTEMA AUXILIAR PARA SECAGEM DE GRÃOS  
PPGMC – UESC**

Ilhéus-BA, 02/12/2019

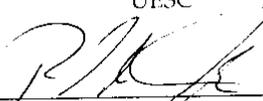
Comissão Examinadora



Prof. Dr. Jorge Henrique de Oliveira  
Sales  
UESC  
(Orientador)



Prof. Dr. Gildson Queiroz de Jesus  
UESC



Prof. Dr. Ronaldo Silva Thibes  
UESB

Aos meus pais, Conceição Soglia e Silvio Soglia, e irmão, Daniel Soglia, pelo amor incondicional, exemplo de vida, e por me inspirar bons pensamentos, e a Luzia Bocca-  
nera, pelo nosso amor, cumplicidade e compreensão em todos os momentos.

## Agradecimentos

- À Universidade Estadual de Santa Cruz pela oportunidade concedida para a realização da graduação e do Mestrado.
- Ao Professor Doutor Jorge Henrique de Oliveira Sales, pela orientação com muito profissionalismo e competência, pelos conhecimentos fornecidos, além da compreensão e confiança dispensadas durante todo o tempo em que convivemos.
- À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado da Bahia (FAPESB), pela concessão da bolsa de mestrado acadêmico.
- À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pela concessão de bolsa vinculada ao projeto.
- A todos os colegas, professores e funcionários do Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional em Ciência e Tecnologia (PPGMC) pela cooperação, amizade, dedicação e conhecimentos fornecidos durante o curso.
- A toda a minha família, pelo nosso enlace.
- Aos demais amigos que me acompanharam em toda essa jornada.

*“A ciência é, portanto, uma perversão de si mesma, a menos que tenha como fim último melhorar a humanidade.”*

# SISTEMA AUXILIAR PARA SECAGEM DE GRÃOS

PPGMC – UESC

## Resumo

A forma tradicional de secagem das amêndoas do cacau ocorre através das barcaças: estruturas de madeira ou alvenaria onde as amêndoas são dispostas e a secagem acontece por incidência solar direta. Durante o período noturno, ou de baixa incidência solar, utiliza-se o calor proveniente da queima de combustíveis para a secagem. Porém essa queima gera resíduos que contaminam as amêndoas, diminuindo o seu valor comercial e a sua aceitação no mercado. O objetivo desta pesquisa é desenvolver um sistema que capte a energia solar através de uma série de coletores parabólicos, a convertendo em energia térmica, e, através de um fluido de trabalho, transfira o calor para um tanque armazenador de energia térmica (TES). A energia térmica acumulada é utilizada para aquecer um fluxo de ar durante o período noturno, que realizará uma secagem uniforme e limpa das amêndoas de cacau. Para obter os parâmetros otimizados de construção desse sistema, foram realizadas simulações computacionais utilizando o software COMSOL Multiphysics®, as quais auxiliaram na determinação da geometria e dimensões do tanque acumulador de calor e dos coletores utilizados, e na escolha do fluido de trabalho e substância acumuladora de calor no tanque.

**Palavras-chave:** Energia solar. Secagem. Cacau. Modelagem computacional. Simulação.

# GRAIN DRYING AUXILIARY SYSTEM

PPGMC - UESC

## **Abstract**

The traditional way of drying cocoa beans is through barcaças: wooden or masonry structures (like drying yards) where beans are scattered and the drying happens by direct sunlight. During the night period, or days of low solar incidence, the drying process uses the heat combustion of fuels. However, this combustion generates residues that contaminate the cocoa beans, diminishing their commercial value and their acceptance in the market. This paper proposes a drying system that collects solar energy through a series of parabolic collectors and transfers the heat to a thermal energy storage tank (TES). The accumulated thermal energy heat an airflow during the night, which will perform a uniform and clean drying of the cocoa beans. To obtain the optimized construction parameters of this system, computer simulations were performed using the COMSOL Multiphysics® software, which helped to determine the geometry and dimensions of the heat accumulator tank and the collectors used, and to choose the working fluid and heat accumulator substance.

**Keywords:** Solar energy. Drying. Cocoa. Computer modeling. Simulation.

## Lista de figuras

Figura 1 – Secador vertical para a secagem eficiente de grãos . . . . .	2
Figura 2 – Sistema auxiliar proposto para o fornecimento de calor para a secagem de grãos . . . . .	3
Figura 3 – Barcaça utilizada para a secagem de amêndoas de cacau . . . . .	6
Figura 4 – Sistema de aquecimento de água com armazenamento sensível e indireto . . . . .	10
Figura 5 – Principais componentes do sistema auxiliar acumulador de calor . . . . .	17
Figura 6 – Seção transversal do coletor solar parabólico composto (CPC) . . . . .	19
Figura 7 – Ilustração da seção transversal de um tubo a vácuo . . . . .	20
Figura 8 – Ângulos de incidência solar em relação a estrutura do CPC . . . . .	23
Figura 9 – Fator de interceptação $\gamma \times \theta_L$ (ângulo longitudinal de incidência solar)	24
Figura 10 – Resultado da simulação da irradiância solar direta no coletor às 12:00h	27
Figura 11 – Irradiância solar direta normal ( $I_{sn}$ ) média no coletor ao longo do período simulado . . . . .	28
Figura 12 – Energia solar que incide no coletor ( $Q_{solar}$ ) ao longo do período simulado	28
Figura 13 – Variação do fator de interceptação $\gamma(\theta_L)$ ao longo do período simulado	29
Figura 14 – Variação da eficiência óptica do coletor ( $\eta_o$ ) ao longo do período simulado . . . . .	30
Figura 15 – Variação da eficiência do coletor em relação a variação entre a temperatura do fluido e a temperatura ambiente ( $T_m - T_{amb}$ ), para o horário de 12:00h . . . . .	30
Figura 16 – Seção longitudinal do tanque acumulador de calor . . . . .	32
Figura 17 – Quantidade de energia fornecida ao longo do dia por cada metro de coletor ( $Q_{coletor}$ ) . . . . .	34
Figura 18 – Modelo de simulação criado no COMSOL Multiphysics® para o sistema auxiliar . . . . .	36
Figura 19 – Vetor unitário tangente ao eixo longitudinal do tubo . . . . .	38
Figura 20 – Variação da pressão na circulação de fluido no sistema (efeito termosifão) . . . . .	40
Figura 21 – Seção transversal de um tubo e suas subdivisões no módulo <i>Pipe Flow</i>	45
Figura 22 – Temperatura do sistema auxiliar durante a simulação às 12:00h (pico solar), para o óleo térmico como fluido de trabalho . . . . .	48
Figura 23 – Temperatura do sistema auxiliar durante a simulação às 18:00h (fim do carregamento), para o óleo térmico como fluido de trabalho . . . . .	49
Figura 24 – Temperatura média do NaCl sólido contido no tanque ao longo do dia (fluido de trabalho: óleo térmico) . . . . .	49

Figura 25 – Temperatura média do óleo térmico em diferentes pontos ao longo do dia . . . . .	50
Figura 26 – Pressão manométrica do óleo térmico ao longo da tubulação do sistema auxiliar . . . . .	50
Figura 27 – Pressão manométrica do óleo térmico na entrada e saída do sistema de coletores . . . . .	51
Figura 28 – Vazão volumétrica e velocidade média do óleo térmico na tubulação ao longo do dia . . . . .	51
Figura 29 – Potência fornecida pelo sistema de coletores solares ao óleo térmico ao longo do dia . . . . .	52
Figura 30 – Eficiência dos coletores solares ao longo do dia, utilizando o óleo térmico . . . . .	53
Figura 31 – Potência cedida pelo óleo térmico para o NaCl sólido ao longo do dia	53
Figura 32 – Perda de calor através do isolamento térmico do tanque e tubulação ao longo do dia (fluido de trabalho: óleo térmico) . . . . .	54
Figura 33 – Temperatura do sistema auxiliar durante a simulação às 12:00h (pico solar), para a água como fluido de trabalho . . . . .	55
Figura 34 – Temperatura do sistema auxiliar durante a simulação às 18:00h (fim do carregamento), para a água como fluido de trabalho . . . . .	55
Figura 35 – Temperatura média do NaCl sólido contido no tanque ao longo do dia (fluido de trabalho: água) . . . . .	56
Figura 36 – Temperatura média da água em diferentes pontos ao longo do dia . . . . .	56
Figura 37 – Pressão manométrica da água ao longo da tubulação do sistema auxiliar	57
Figura 38 – Pressão manométrica da água na entrada e saída do sistema de coletores	57
Figura 39 – Vazão volumétrica e velocidade média da água na tubulação ao longo do dia . . . . .	58
Figura 40 – Potência fornecida a água pelo sistema de coletores ao longo do dia . . . . .	58
Figura 41 – Eficiência dos coletores solares ao longo do dia, utilizando água . . . . .	59
Figura 42 – Potência cedida pela água para o NaCl sólido ao longo do dia . . . . .	59
Figura 43 – Perda de calor através do isolamento térmico do tanque e tubulação ao longo do dia (fluido de trabalho: água) . . . . .	60
Figura 44 – Comparação entre o óleo térmico e a água como fluido de trabalho em relação a temperatura média do NaCl sólido no tanque . . . . .	61
Figura 45 – Velocidade de escoamento do óleo e da água como fluido de trabalho	61
Figura 46 – Temperatura do óleo térmico e da água após a passagem pelos coletores solares . . . . .	62
Figura 47 – Potência dissipada através do isolamento térmico da tubulação . . . . .	63
Figura 48 – Potência fornecida pelo fluido de trabalho para o NaCl sólido no tanque	64

Figura 49 – Eficiência média dos coletores solares ao longo do dia para os fluidos de trabalho testados . . . . .	64
Figura 50 – Temperatura durante a simulação do descarregamento do sistema, às 22:00h (injeção do ar a 0,5 m/s) . . . . .	65
Figura 51 – Evolução da temperatura do ar aquecido para a secagem (injeção do ar a 0,5 m/s) . . . . .	66
Figura 52 – Evolução da temperatura média do NaCl sólido no tanque (injeção do ar a 0,5 m/s) . . . . .	67
Figura 53 – Perda de calor através do isolamento térmico do tanque . . . . .	67
Figura 54 – Evolução da temperatura do ar aquecido para a secagem (injeção do ar a 1,0 m/s) . . . . .	68
Figura 55 – Evolução da temperatura média do NaCl sólido no tanque (injeção do ar a 1,0 m/s) . . . . .	68
Figura 56 – Seção axissimétrica do tanque em relação ao seu eixo longitudinal . .	70
Figura 57 – Temperatura da parede da serpentina em diferentes pontos (valores utilizados na simulação 2D-Axissimétrica do tanque, tanto para o NaCl sólido quanto para a água) . . . . .	71
Figura 58 – Temperatura do NaCl sólido no tanque ao final do carregamento, às 18:00h (modelo 2D-axissimétrico) . . . . .	71
Figura 59 – Temperatura média do NaCl sólido no tanque ao longo do dia (modelo 2D-axissimétrico) . . . . .	72
Figura 60 – Temperatura da água no tanque ao final do carregamento, às 18:00h (modelo 2D-axissimétrico) . . . . .	72
Figura 61 – Temperatura média da água no tanque ao longo do dia (modelo 2D-axissimétrico) . . . . .	73
Figura 62 – Temperatura média do tanque para o NaCl sólido e para a água (modelo 2D-axissimétrico) . . . . .	73
Figura 63 – Distribuição da temperatura no tanque às 14:30h para o NaCl sólido e para a água (modelo 2D-axissimétrico) . . . . .	74
Figura A.1 – Resultados da validação dos dados radiométricos e meteorológicos da estação Petrolina para o ano de 2017 . . . . .	85
Figura A.2 – Plotagem das funções de interpolação criadas no COMSOL® para os dados da temperatura do ar e irradiância solar direta do dia 26/01/2017 na estação de Petrolina-PE . . . . .	86
Figura A.3 – Plotagem das funções de interpolação criadas no COMSOL® para os dados da velocidade do vento e umidade relativa do dia 26/01/2017 na estação de Petrolina-PE . . . . .	87
Figura B.1 – Radiação em uma superfície em meio semitransparente e opaco . . .	88

Figura B.2 – Distribuição espectral da radiação solar em direção ao solo, considerando a absorção e espalhamento pelos constituintes atmosféricos . .	91
Figura B.3 – Relações utilizadas no cálculo do fator de forma para a troca de radiação entre as superfícies $i$ e $j$ . . . . .	92
Figura C.1 – Malha utilizada na simulação do coletor solar CPC . . . . .	94
Figura C.2 – Malha utilizada na simulação do sistema auxiliar acumulador de calor	95
Figura D.1 – Resultado fornecido pelo algoritmo para a integração numérica que determina a estimativa para a energia total captada pelo coletor solar CPC ( $Q_{\text{coletor}}$ ) . . . . .	97

## Lista de tabelas

Tabela 1 – Dimensões e propriedades do coletor solar CPC adotado . . . . .	19
Tabela 2 – Coeficiente global de perda de calor para diferentes fabricantes de tubos a vácuo . . . . .	26
Tabela 3 – Comparação entre a relação $c_p \cdot \rho$ do NaCl sólido e da água . . . . .	35
Tabela 4 – Propriedades dos fluidos de trabalho testados, para a temperatura de 25 °C . . . . .	47

## Lista de quadros

Quadro 1 – Classificação de alguns tipos de coletores solares . . . . .	9
Quadro 2 – Classificação dos sistemas de armazenamento de energia térmica (TES) . . . . .	10
Quadro 3 – Características do modelo de simulação adotado para o sistema auxiliar . . . . .	37

## Lista de abreviaturas e siglas

BSRN	<i>Baseline Surface Radiation Network</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CPC	<i>Compound Parabolic Collector</i>
CSV	<i>Comma-Separated Values</i>
EDO	Equação Diferencial Ordinária
EDP	Equação Diferencial Parcial
FEM	<i>Finite Element Method</i>
GHI	<i>Global Horizontal Irradiation</i>
INPE	Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais
INPI	Instituto Nacional da Propriedade Industrial
PP	Polipropileno
SONDA	Sistema de Organização Nacional de Dados Ambientais
STS	<i>Sensible Thermal Storage</i>
TES	<i>Thermal Energy Storage</i>
UTC	<i>Coordinated Universal Time</i>

## Lista de símbolos

$A$	Área da seção transversal do tubo ( $\text{m}^2$ )
$a_1$	Coefficiente de 1ª ordem da eficiência do coletor solar ( $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ )
$a_2$	Coefficiente de 2ª ordem da eficiência do coletor solar ( $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^2)$ )
$A_{ab}$	Área de abertura do coletor CPC ( $\text{m}^2$ )
$A_f$	Fator geométrico
$A_r$	Área do receptor ( $\text{m}^2$ )
$c_0$	Velocidade da luz no vácuo ( $2,99792 \times 10^8 \text{ m/s}$ )
$C_{\text{coletor}}$	Fator de concentração do coletor CPC
$c_p$	Calor específico a pressão constante ( $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ )
$D$	Diâmetro do tubo (m)
$d_h$	Diâmetro hidráulico (m)
$D_r$	Diâmetro externo do receptor (m)
$d_{\text{tanque}}$	Diâmetro interno do tanque (m)
$d_{\text{tubulação}}$	Diâmetro externo da tubulação das serpentinas (m)
$e$	Rugosidade da superfície (m)
$e_{b,\lambda}(\lambda, T)$	Distribuição espectral do poder emissivo hemisférico de um corpo negro ( $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \mu\text{m})$ )
$\mathbf{e}_t$	Vetor unitário tangente ao eixo longitudinal do tubo
$\mathbf{F}$	Força de volume ( $\text{N}/\text{m}^3$ )
$F_{\lambda_1 T \rightarrow \lambda_2 T}$	Fração da radiação emitida por um corpo na banda ( $\lambda_1, \lambda_2$ ) e temperatura $T$
$f_D$	Fator de atrito de Darcy (adimensional)
$F_{ij}$	Fator de forma (ou fator de visão)
$\mathbf{F}_z$	Componente z da Força de volume ( $\text{N}/\text{m}^3$ )

$g$	Aceleração da gravidade ( $9,8066 \text{ m/s}^2$ )
$G$	Irradiação incidente sobre a superfície ( $\text{W/m}^2$ )
$G_{\text{abs}}$	Radiação absorvida pelo corpo ( $\text{W/m}^2$ )
$G_{\text{ref}}$	Radiação refletida pelo corpo ( $\text{W/m}^2$ )
$G_{\text{tr}}$	Radiação que transpassa o corpo ( $\text{W/m}^2$ )
$h$	Constante universal de Planck ( $6,62607015 \times 10^{-34} \text{ J}\cdot\text{s}$ )
$H_2O$	Fórmula molecular da água
$h_c$	Coefficiente de perda de calor por convecção ( $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ )
$h_{\text{eff}}$	Valor efetivo do coeficiente de transferência de calor ( $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ )
$h_{\text{ext}}$	Coefficiente de transferência de calor do filme externo do tubo ( $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ )
$h_{\text{film}}$	Coefficiente de transferência de calor do filme ( $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ )
$h_{\text{int}}$	Coefficiente de transferência de calor do filme interno do tubo ( $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ )
$h_{\text{irrad}}$	Coefficiente de perda de calor por irradiação ( $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ )
$h_{\text{tanque}}$	Altura interna do tanque (m)
$hZ_{\text{eff}}$	Multiplicação entre $h_{\text{eff}}$ e $Z$ ( $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ )
$I_{sn}$	Irradiância solar normal direta ( $\text{W/m}^2$ )
$J$	Radiosidade ( $\text{W/m}^2$ )
$k$	Condutividade térmica ( $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ )
$k_B$	Constante universal de Boltzmann ( $1,380649 \times 10^{-23} \text{ J/K}$ )
$K_f$	Coefficiente de perda de carga
$k_n$	Condutividade térmica do material que compõe a parede $n$ ( $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ )
$L_c$	Comprimento do coletor CPC (m)
$L_{\text{tubulação}}$	Comprimento linear da tubulação das serpentinas (m)
$m$	Massa (kg)
$m_f$	Fluxo mássico do fluido de trabalho (kg/s)
$n$	Índice de refração do corpo

$\nabla$	Operador divergência
NaCl	Fórmula química do cloreto de sódio
$N_{\text{coletores}}$	Número de coletores solares
$Nu$	Número adimensional de Nusselt
$p$	Pressão (Pa)
$P_A$	Pressão absoluta (Pa)
$Pr$	Número adimensional de Prandtl
$Q_{\text{coletor}}$	Quantidade de energia fornecida ao longo do dia por cada metro de coletor (J)
$q_{\text{irrad}}$	Fluxo de calor por irradiação na superfície ( $\text{W}/\text{m}^2$ )
$q_L$	Energia fornecida pelo coletor como uma fonte de calor linear ( $\text{W}/\text{m}$ )
$Q_{\text{NaCl}}$	Energia demandada para o aquecimento do NaCl no tanque (J)
$Q_{\text{real}}$	Potência real do coletor solar CPC (W)
$Q_{\text{saída}}$	Energia absorvida pelo fluido ao passar pelo coletor solar (W)
$Q_{\text{solar}}$	Potência solar que incide sobre o coletor (W)
$Q_{\text{total}}$	Quantidade total de energia fornecida pelo conjunto de coletores (W)
$q_u$	Calor que de fato é aproveitado no aquecimento do fluido (W)
$Q_{\text{wall}}$	Transferência de calor radial da parede do tubo para a sua vizinhança ( $\text{W}/\text{m}$ )
$r_0$	Raio interno do tubo (do centro até o filme interno) (m)
$r_d$	Distância entre o Sol e a superfície terrestre (m)
$Re$	Número adimensional de Reynolds
$r_n$	Raio externo do tubo até a parede de número $n$ (m)
$r_s$	Raio do Sol (o considerando aproximadamente esférico) (m)
$S$	Superfície do coletor solar
$S_c$	Constante solar ( $1.368 \pm 0,65 \text{ W}/\text{m}^2$ )
$t$	Tempo (s)

$T$	Temperatura (K)
$T_{amb}$	Temperatura ambiente (K)
$T_{entrada}$	Temperatura de entrada do fluido no coletor solar (K)
$T_{ext}$	Temperatura externa (K)
$T_g$	Temperatura da parede externa do tubo a vácuo (K)
$T_m$	Temperatura média do fluido no coletor solar (K)
$T_p$	Temperatura do absorvedor (K)
$T_{saída}$	Temperatura de saída do fluido no coletor solar (K)
$\mathbf{u}$	Velocidade média do fluido na seção transversal do tubo (m/s)
$u$	Magnitude de $\mathbf{u}$ , velocidade tangencial ao eixo longitudinal do tubo (m/s)
$U_L$	Coefficiente global de perda de calor do coletor solar (W/(m <sup>2</sup> ·K))
$U_r$	Coefficiente global de perda de calor do receptor (W/(m <sup>2</sup> ·K))
$V_{NaCl}$	Volume de NaCl sólido contido no tanque (m <sup>3</sup> )
$W_c$	Largura do coletor CPC (m)
$Z$	Perímetro molhado do tubo (m)
$z$	Coordenada $z$ , altura (m)
$z_0$	Altura de referência da superfície livre do fluido (m)

#### Símbolos gregos:

$\alpha_t$	Absorbância do corpo
$\alpha_t$	Absorbância do absorvedor (revestimento seletivo) do tubo a vácuo
$\gamma$	Fator de interceptação do coletor CPC
$\Delta p$	Varição da pressão (Pa)
$\Delta T$	Varição de temperatura (K)

$\varepsilon$	Emissividade do corpo
$\varepsilon_p$	Emissividade do revestimento seletivo do absorvedor
$\eta_{\text{coletor}}$	Eficiência total do coletor CPC
$\eta_o$	Eficiência óptica do coletor CPC
$\theta$	Ângulo de incidência dos raios solares
$\theta_L$	Ângulo ângulo longitudinal de incidência dos raios solares
$\theta_T$	Ângulo ângulo transversal de incidência dos raios solares
$\lambda$	Comprimento de onda da radiação ( $\mu\text{m}$ )
$\mu$	Viscosidade dinâmica do fluido (Pa·s)
$\rho$	Densidade ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
$\rho_r$	Refletividade do corpo/refletor (superfície da calha parabólica) do coletor CPC
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann ( $5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ )
$\tau$	Transmitância do corpo
$\tau_t$	Transmitância do vidro do tubo a vácuo

# Sumário

<b>1 – Introdução</b> . . . . .	<b>1</b>
1.1 Problema . . . . .	1
1.2 Hipótese . . . . .	2
1.3 Objetivos . . . . .	3
1.4 Justificativa . . . . .	4
<b>2 – Revisão de literatura</b> . . . . .	<b>5</b>
2.1 Características da secagem da amêndoa do cacau . . . . .	5
2.2 Coletores solares e sistemas de armazenamento de energia térmica . . . . .	7
2.3 Simulação utilizando o Método dos Elementos Finitos (FEM) . . . . .	11
2.4 Software COMSOL Multiphysics® . . . . .	12
<b>3 – Metodologia</b> . . . . .	<b>14</b>
<b>4 – Simulação para o coletor solar parabólico composto (CPC)</b> . . . . .	<b>18</b>
4.1 Considerações para a simulação do coletor CPC . . . . .	18
4.2 Determinação da eficiência do coletor . . . . .	21
4.3 Determinação da potência do coletor . . . . .	26
<b>5 – Considerações para a simulação do sistema auxiliar acumulador de calor</b> . . . . .	<b>31</b>
5.1 Determinação da geometria e dimensões do sistema auxiliar . . . . .	31
5.2 Considerações da formulação fluidodinâmica . . . . .	37
5.3 Considerações da formulação termodinâmica . . . . .	42
<b>6 – Simulação do sistema auxiliar acumulador de calor</b> . . . . .	<b>47</b>
6.1 Simulação 1: óleo térmico como fluido de trabalho e NaCl sólido como acumulador de calor . . . . .	48
6.2 Simulação 2: água como fluido de trabalho e NaCl sólido como acumulador de calor . . . . .	54
6.3 Comparação entre resultados do óleo térmico e da água como fluido de trabalho . . . . .	60
6.4 Simulação 3: descarregamento do sistema e aquecimento do ar para a secagem dos grãos . . . . .	65
6.5 Simulação 4: água como substância acumuladora de calor e comparação com o NaCl sólido . . . . .	69
<b>7 – Conclusões finais e recomendações para trabalhos futuros</b> . . . . .	<b>76</b>

7.1	Conclusões finais . . . . .	76
7.2	Recomendações para trabalhos futuros . . . . .	77
	<b>Referências . . . . .</b>	<b>79</b>
	<b>Apêndices</b>	<b>83</b>
	APÊNDICE A – Obtenção de dados meteorológicos e solarimétricos externos .	84
	APÊNDICE B – Irradiância solar na superfície do coletor CPC . . . . .	88
	APÊNDICE C – Malhas de simulação geradas . . . . .	94
	APÊNDICE D – Algoritmo para a integração numérica no tempo da potência real do coletor CPC . . . . .	96
	<b>Anexos</b>	<b>98</b>
	ANEXO A – Patente depositada para o secador de cacau vertical . . . . .	99
	ANEXO B – Patente depositada para o sistema auxiliar acumulador de calor . .	100
	ANEXO C – Interface do software COMSOL Multiphysics® versão 5.3a . . . . .	101

# 1 Introdução

A região sul do estado da Bahia tem como uma das suas principais atividades econômicas a cadeia produtiva do cacau e seus derivados. Segundo o [IBGE \(2018\)](#), foram produzidas 255.184 t de amêndoas de cacau no Brasil no ano de 2018, sendo aproximadamente 48% (122.568 t) produzidos no estado da Bahia, o maior produtor nacional, seguido pelo estado do Pará, que produziu cerca de 45% (116.100 t).

A forma tradicional de secagem das amêndoas do cacau ocorre através das barcaças, que consistem em estruturas que se assemelham a grandes tablados, normalmente construídas em madeira ou alvenaria, possuindo uma cobertura para a proteção contra intempéries, onde as amêndoas são dispostas e a secagem acontece por incidência solar direta durante o período diurno.

Durante o período noturno, ou alternativamente em dias de pouca incidência solar, utilizam-se secadores à combustão, alimentados pelo calor proveniente da queima de combustíveis como madeira e óleo, para acelerar a secagem das amêndoas. Porém, essa prática pode contaminar as amêndoas com resíduos, como fuligem e fumaça, sendo um fator de não aceitação no mercado e de redução do valor comercial.

Além disso, os secadores à combustão, e a própria barcaça, não permitem uma distribuição uniforme do calor durante a secagem, e nem o controle da temperatura e umidade, parâmetros essenciais para a realização de uma secagem adequada para garantir amêndoas de qualidade. A barcaça possui uma estrutura aberta ao ambiente, que permite a exposição direta das amêndoas ao sol, mas, por consequência, também as expõe a contaminantes como poeira, presença de insetos, entre outros, que não são desejáveis para um produto alimentício.

Desse modo, desenvolver uma forma limpa e uniforme de fornecer calor para a secagem das amêndoas do cacau é essencial para garantir uma secagem que gere uma amêndoa de boa qualidade e com maior valor comercial, que possa ser vendida para nichos de mercado que pagam melhor por amêndoas de qualidade superior, como o mercado de chocolate gourmet, beneficiando o produtor.

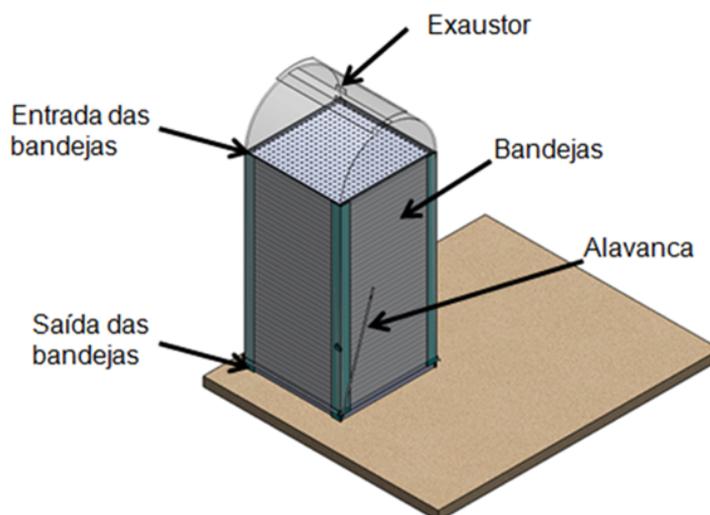
## 1.1 Problema

Como realizar a secagem dos grãos de forma uniforme e contínua, tanto no período diurno quanto noturno, utilizando energias limpas que evitem a contaminação desses grãos?

## 1.2 Hipótese

Desenvolver um sistema que possa acumular a energia solar na forma de energia térmica, e a utilizar para auxiliar a secagem uniforme de grãos no período noturno. Esse sistema alimentará um secador vertical para a secagem eficiente de grãos (Figura 1), proposto por Santos e Sales (2014) e Sales e Cândida (2016).

Figura 1 – Secador vertical para a secagem eficiente de grãos



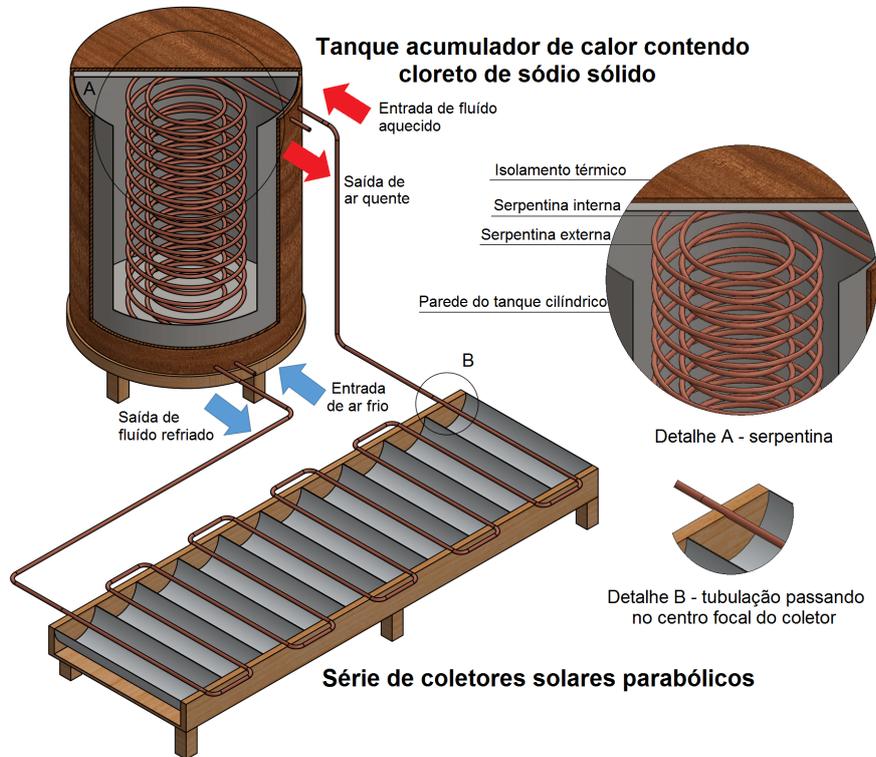
Fonte: Santos e Sales (2014)

O secador vertical proposto por Santos e Sales (2014) e Sales e Cândida (2016) é um projeto que possui patente depositada (Anexo A), e consiste em uma estrutura que se assemelha a uma estufa com bandejas dispostas verticalmente, possuindo aberturas nas bandejas que facilitam a circulação do ar aquecido, acelerando o processo de secagem dos grãos.

O sistema auxiliar acumulador de calor desenvolvido possui patente depositada no Instituto Nacional da Propriedade Industrial - INPI (Anexo B), e pode ser subdividido em dois conjuntos principais: um painel composto por uma série de coletores solares parabólicos, que realiza a captação da energia solar, e um tanque acumulador de calor (Figura 2). Os coletores parabólicos captam a energia solar e a transfere para uma tubulação que passa no centro focal desses coletores. Dentro dessa tubulação circula um fluido de trabalho, o qual é aquecido pela energia solar captada pelos coletores e por efeito termossifão (convecção natural) flui através de um trocador de calor (serpentina circular) imerso dentro de um tanque cilíndrico isolado termicamente. O fluido aquecido transfere energia térmica para a substância contida dentro do tanque, que acumulará essa energia em forma de calor. Esse calor armazenado servirá para aquecer uma massa de ar que circula em outra serpentina concêntrica à aquela onde circula o fluido de trabalho. O ar aquecido é então utilizado para a secagem das amêndoas do cacau. Após

passar pelo trocador de calor em formato de serpentina no tanque, o fluido retorna para o conjunto de coletores solares, caracterizando um circuito fechado.

Figura 2 – Sistema auxiliar proposto para o fornecimento de calor para a secagem de grãos



Fonte: Autoria própria

### 1.3 Objetivos

O objetivo geral desse trabalho é elucidar e obter os parâmetros ideais de construção de um sistema acumulador de calor, para que o mesmo possa fornecer ar aquecido dentro da faixa de temperatura ideal para a secagem das amêndoas de cacau (cerca de 40 °C).

Os objetivos específicos são:

- testar o cloreto de sódio (NaCl) sólido como substância acumuladora de calor no tanque, analisando o seu comportamento térmico;
- obter modelos matemáticos que representem as diferentes formas de transferência de energia térmica presentes no sistema estudado;
- desenvolver um modelo matemático que represente o efeito termossifão, responsável pela dinâmica do fluido de trabalho que circula na serpentina do sistema acumulador de calor;

- construir um modelo computacional que simule o sistema proposto através do software COMSOL Multiphysics®;
- obter os parâmetros otimizados de construção dos componentes do sistema, como altura, diâmetro, volume e materiais da estrutura e do isolamento térmico;
- elaborar desenhos técnicos do sistema proposto.

## 1.4 Justificativa

A secagem e a fermentação compõem as etapas críticas na garantia das qualidades organolépticas das amêndoas de cacau. Formas de secagem mais eficientes e limpas contribuem para a qualidade final da amêndoa, ajudando o produtor a obter preços mais altos no mercado, principalmente o destinado ao chocolate gourmet.

O desenvolvimento e aprimoramento de novas tecnologias e processos envolvidos na produção do cacau (incluindo a secagem das amêndoas), encontra atualmente forte apoio governamental no estado da Bahia, visando diminuir a estagnação tecnológica a qual o mercado se encontra, com o objetivo de alavancar o crescimento dessa importante atividade agrícola para o estado.

Além disso, o sistema de secagem proposto nesse trabalho pode ser adaptado para diferentes tipos de grãos. Um exemplo é o café, o qual o Brasil é o maior produtor mundial, com 32% da produção (OIC, 2018), e que tem sua secagem tradicionalmente realizada em terreiros por incidência solar direta, forma semelhante à qual é realizada a secagem das amêndoas do cacau.

Assim, há um grande mercado ao qual novos equipamentos e tecnologias na secagem de grãos podem ser empregados, contribuindo para reduzir o tempo de secagem, melhorando sua eficiência e a qualidade dos grãos, e, por fim, gerando economia e maior valor de mercado para o produto.

## 2 Revisão de literatura

As características que o sistema acumulador de calor deve possuir depende das especificidades envolvidas no processo de secagem das amêndoas de cacau, como a umidade final desejada e a temperatura ideal de secagem, de forma que as características organolépticas das amêndoas, obtidas no processo de fermentação, sejam preservadas e/ou melhoradas.

O desenvolvimento, aprimoramento e aplicação de novas tecnologias no processo produtivo do cacau são de vital importância para vencer a defasagem tecnológica presente na produção do estado da Bahia, e elevar a sua competitividade frente a outros mercados produtores (SALES; LIMA, 2018).

A análise do estado da arte para o uso de coletores solares e armazenamento de energia térmica proveniente da energia solar, além da modelagem computacional de sistemas que utilizam essa energia, é de extrema importância para determinar quais tecnologias, materiais e tipos de coletores solares podem ser adotados na construção do sistema auxiliar acumulador de calor, além de determinar quais ferramentas computacionais e modelos matemáticos podem ser empregadas na sua simulação.

### 2.1 Características da secagem da amêndoa do cacau

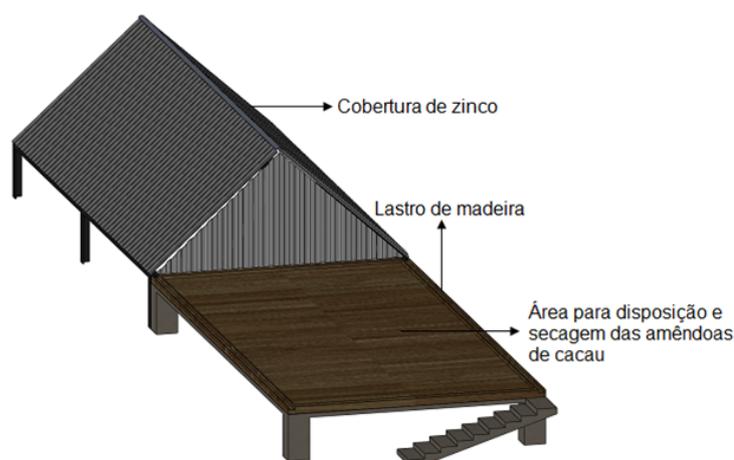
A fermentação e a secagem são consideradas as etapas de processamento críticas para se obter uma amêndoa de cacau de qualidade, com as características organolépticas desejadas (MARTINS et al., 2012; ENGELHARDT; ARRIECHE, 2016).

Segundo Martins et al. (2012), após o processo de fermentação a massa de cacau ainda possui uma alta retenção de água (cerca de 60% de teor de umidade), sendo que, para atingir uma qualidade satisfatória, o processo de secagem deve reduzir essa umidade à cerca de 8%. O processo de secagem também é importante na continuidade das reações químicas que conferem as características sensoriais das amêndoas, como menor adstringência, redução da acidez e liberação de substâncias responsáveis pelo aroma de chocolate (MARTINS et al., 2012).

No que tange a secagem, ela ainda é comumente realizada pelos produtores de cacau através das barcaças (Figura 3): estruturas semelhantes à grandes tabladros onde as amêndoas são dispostas e secam ao sol, possuindo uma cobertura retrátil para proteger as amêndoas de intempéries (MARTINS et al., 2012). Porém no período noturno, ou em dias chuvosos e com baixas incidências solares, é comum o uso de secadores que utilizam a queima de combustíveis, como gás natural, resíduos agrícolas, madeiras e

óleos, para acelerar o processo de secagem (PEREIRA, 2013).

Figura 3 – Barcaça utilizada para a secagem de amêndoas de cacau



Fonte: Santos e Sales (2014)

A utilização de secadores à combustão encurta o tempo de secagem e reduz a dependência em relação às condições climáticas se comparada a secagem por convecção natural e incidência solar nas barcaças, viabilizando a secagem em regiões úmidas, durante a noite e em períodos chuvosos (PEREIRA, 2013).

Contudo, se o manejo for inadequado, pode comprometer a qualidade das amêndoas devido a não uniformidade da secagem, excesso de calor e presença de contaminantes, comprometendo as características sensoriais das amêndoas de cacau pela absorção de odores provenientes da queima dos combustíveis no aquecimento do secador (PEREIRA, 2013). A faixa ideal de temperatura para a secagem das amêndoas de cacau gira em torno de 35 °C à 40 °C (EFRAIM, 2004). Dessa forma, métodos de secagem que forneçam calor de forma uniforme e limpa ajudam a garantir a qualidade das amêndoas.

Uma forma alternativa de secagem das amêndoas do cacau, utilizando energia solar, é descrita por Santos e Sales (2014) e Sales e Cândida (2016). Esses trabalhos propuseram um secador solar em formato de estufa vertical, que oferece significativos benefícios em relação à barcaça, pois reduz drasticamente a área necessária para secagem, protege as amêndoas de sujidades (por ser uma estrutura fechada) e permite melhores condições de manejo para o operador, além utilizar uma fonte de calor limpa (energia solar), evitando os problemas de contaminação apresentados pelos secadores à combustão.

A secagem natural, por incidência solar direta em barcaças leva de 8 a 12 dias, dependendo das condições climáticas (MARTINS et al., 2012). Já o secador vertical leva de 3 a 5 dias (SANTOS; SALES, 2014; AMIGO et al., 2018).

Há uma demanda internacional por padrões de qualidade superiores aos encontrados normalmente na produção brasileira de amêndoas de cacau, sendo que investimentos em novas tecnologias poderiam consolidar a participação do Brasil no mercado exportador de cacau fino, beneficiando os produtores ao agregar valor aos produtos (MENDONÇA et al., 2016).

## 2.2 Coletores solares e sistemas de armazenamento de energia térmica

O atlas brasileiro de energia solar (PEREIRA et al., 2006) afirma que o Brasil tem um grande potencial para a utilização desse tipo de energia, com uniformidade da irradiação solar global em todo o país, mesmo com a grande extensão territorial e diversidade climática.

A irradiação solar global horizontal (GHI), por ano, no Brasil varia entre 2280 kWh/m<sup>2</sup> (norte da Bahia) e 1280 kWh/m<sup>2</sup> (litoral norte de Santa Catarina), e mesmo o valor brasileiro mais baixo possui um valor próximo dos valores médios da maioria dos países europeus, como a França (900 a 1650 kWh/m<sup>2</sup>), Espanha (1200 a 1850 kWh/m<sup>2</sup>), e a Alemanha (900 a 1250 kWh/m<sup>2</sup>), onde há diversos empreendimentos, inclusive com incentivos governamentais, para o aproveitamento da energia solar (PEREIRA et al., 2006).

A grande maioria dos componentes da matriz energética global depende de forma direta ou indiretamente da energia solar: biomassa, petróleo, carvão e gás natural foram originalmente produzidos por processos fotossintéticos (seguidos de reações químicas complexas de decomposição sob altas temperaturas e pressões por um longo período de tempo), e mesmo a energia eólica e das marés tem origem solar, uma vez que são causadas por diferenças de temperatura em várias regiões do globo (GHOSH; DINCER, 2016).

As duas principais formas de aproveitamento direto da energia solar atualmente são: através de painéis fotovoltaicos, fabricados em materiais semicondutores que convertem a energia solar em energia elétrica; e coletores solares, que concentram os raios do Sol em um ponto focal para transferir calor para um fluido de trabalho, que normalmente é utilizado para alimentar equipamentos mecânicos (como turbinas geradoras de energia elétrica), ou sistemas de aquecimento (LEWIS, 2016). Existem novas tecnologias de aproveitamento da energia solar que se mostram potencialmente escaláveis e economicamente viáveis, como os sistemas fotossintéticos artificiais baseados em células fotoeletroquímicas para a produção dos chamados combustíveis solares (LEWIS, 2016). Um exemplo é a separação fotocatalítica da água usando semicondutores particulados para converter energia solar em hidrogênio (WANG et al., 2016).

Segundo Kalogirou (2004), os coletores de energia solar são tipos especiais de trocadores de calor que transformam a energia da radiação solar em energia térmica, a absorvendo e convertendo-a em calor, que é transferido para um fluido de trabalho (geralmente ar, água ou óleo) que escoia através do absorvedor posicionado no coletor. A energia térmica gerada pelo coletor pode ser utilizada para aquecer água de consumo, aquecer ambientes, movimentar equipamentos mecânicos diversos (com a produção de vapor pressurizado), ou pode ser armazenada em tanques dos quais o calor pode ser extraído para uso durante a noite e/ou dias nublados.

Em relação a geometria, existem basicamente dois tipos de coletores solares: não-concentradores, que tem a mesma área para interceptar e absorver radiação solar; e os concentradores, que possuem normalmente superfícies côncavas para interceptar e focalizar a radiação do feixe solar para uma área de recepção menor, concentrando e aumentando, assim, o fluxo de radiação (KALOGIROU, 2004). Como exemplo de coletores não-concentradores temos o coletor plano (*flat plate collector* ou FPC) e o tubo a vácuo (*evacuated tube collector* ou ETC). Já como exemplo de coletores concentradores temos o coletor parabólico composto (*compound parabolic collector* ou CPC) e o coletor parabólico tipo calha (*parabolic trough collector* ou PTC).

Em relação a movimentação, os coletores solares podem ser classificados em: estacionários, que se mantém numa posição fixa, sem um sistema de rastreamento (*tracker*) solar; rastreadores unidirecionais (*single-axis tracking*), que acompanham o movimento solar em uma direção (Leste-Oeste ou Norte-Sul); e os rastreadores bidirecionais (*two-axes tracking*), que acompanham o movimento solar em ambas as direções (KALOGIROU, 2004).

O Quadro 1 apresenta características de alguns tipos de coletores de energia solar, de acordo com a classificação em relação a geometria e movimentação.

Quadro 1 – Classificação de alguns tipos de coletores solares

Movimentação	Coletor	Absorvedor	Fator de concentração	Faixa ideal de temperatura de trabalho (°C)
Estacionário	<i>Flat plate collector (FPC)</i>	Plano	1	30-80
	<i>Evacuated tube collector (ETC)</i>	Plano	1	50-200
	<i>Compound parabolic collector (CPC)</i>	Tubular	1-5	60-240
Single-axis tracking	<i>Linear Fresnel reflector (LFR)</i>	Tubular	10-40	60-250
	<i>Parabolic trough collector (PTC)</i>	Tubular	15-45	60-300
	<i>Cylindrical trough collector (CTC)</i>	Tubular	10-50	60-300
Two-axes tracking	<i>Parabolic dish reflector (PDR)</i>	Pontual	100-1.000	100-500
	<i>Heliostat field collector (HFC)</i>	Pontual	100-1.500	150-2.000

Nota: o fator de concentração é definido como a área de abertura do coletor dividida pela área receptora do absorvedor.

Fonte: Adaptado de [Kalogirou \(2004\)](#)

Os sistemas acumuladores de calor utilizam tecnologias de armazenamento de energia térmica (*thermal energy storage* ou TES), com o objetivo de permitir o uso subsequente da energia gerada. O Quadro 2 apresenta as diferentes classificações, segundo [Velraj \(2016\)](#), para os sistemas de armazenamento de energia térmica (TES).

A Figura 4 apresenta um sistema de aquecimento de água com armazenamento sensível (STS), onde a própria água é o material armazenador da energia térmica, e a condução do calor do coletor até o tanque ocorre de forma indireta através de um fluido de trabalho que circula em um trocador de calor.

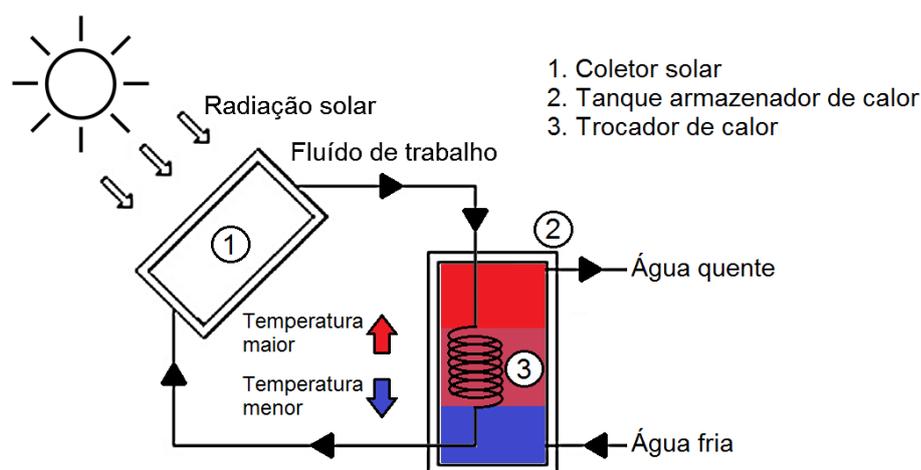
A estratificação da temperatura no tanque (parte superior mais quente em relação a inferior), observada na Figura 4, ocorre devido variação de densidade entre a água aquecida e a água que entra no sistema (mais fria). Manter a entrada do fluido de trabalho no topo do tanque, e sua saída na parte inferior, e coletar a água aquecida de modo inverso: com a entrada na parte inferior e a saída no topo do tanque, melhora a estratificação de temperatura, e conseqüentemente, aumenta a eficiência do coletor ([VELRAJ, 2016](#)).

Quadro 2 – Classificação dos sistemas de armazenamento de energia térmica (TES)

Característica do TES	Classificação	Descrição
Forma de armazenamento	Sensível	Armazenamento através do incremento de temperatura do meio, sem mudança de fase ( <i>sensible thermal storage</i> ou STS).
	Latente	Absorção ou liberação de calor quando o material armazenador muda da fase sólida para a líquida e vice-versa ( <i>phase change material</i> ou PCM).
	Termoquímico	Armazenamento através de reações termoquímicas reversíveis.
Material armazenador de calor	Sólido	O material armazenador de calor é um sólido, como rocha, concreto, solo e sais.
	Líquido	O material armazenador de calor é um líquido, como água, óleos, sais inorgânicos fundidos e derivados de álcoois.
Condução do calor no armazenamento	Direta	O material armazenador de calor é também o receptor da fonte de energia térmica, circulando no sistema (armazenamento ativo).
	Indireta	Um fluido de trabalho é o receptor da energia térmica, e a conduz para o material armazenador através de um trocador de calor (armazenamento passivo).

Fonte: Adaptado de Velraj (2016)

Figura 4 – Sistema de aquecimento de água com armazenamento sensível e indireto



Fonte: Adaptado de Velraj (2016)

Para evitar as perdas térmicas no tanque de armazenamento, as paredes do tanque são isoladas termicamente utilizando materiais com baixa condutividade térmica, como lã mineral, fibra de vidro e poliuretano, sendo que a obtenção de um isolamento

quase perfeito é o principal requisito para reduzir o coeficiente geral de perda de calor em qualquer tanque de armazenamento (VELRAJ, 2016).

## 2.3 Simulação utilizando o Método dos Elementos Finitos (FEM)

Segundo Chwif e Medina (2014), simulação é o processo de elaboração de um modelo para um sistema (seja real ou hipotético), e a aplicação de uma variada gama de métodos com a finalidade de reproduzir e entender o comportamento desse sistema, e avaliar sua operação. As simulações que utilizam computadores para reproduzir os sistemas estudados são chamadas de simulações computacionais. Já as simulações que não utilizam computadores, como, por exemplo, simulações da aerodinâmica de um componente em túnel de vento, são ditas não computacionais (CHWIF; MEDINA, 2014).

Diversos problemas de engenharia e física matemática (como transferência de calor, fluidodinâmica e análise estrutural) podem ser modelados através de equações diferenciais ordinárias (EDO) ou parciais (EDP), como problemas de valor de contorno, possuindo soluções matemáticas analíticas difíceis (ou mesmo impossíveis) de serem determinadas, principalmente quando envolvem geometrias complexas, cargas e propriedades de materiais (LOGAN, 2011).

O método dos elementos finitos (*finite element method* - FEM) é um método numérico que se baseia na discretização (subdivisão) de um corpo contínuo em um número finito de elementos (com as mesmas propriedades intensivas do corpo que os gerou), os quais estão interligados através de pontos nodais (ou nós), em que são definidos os graus de liberdade a serem determinados, formulando as equações para cada elemento finito, sendo que o conjunto de nós interligados é denominado malha (PIRES et al., 2015).

Essa formulação do problema, através da discretização do corpo em elementos finitos, resulta em um sistema de equações algébricas simultâneas que podem ser solucionadas (evitando a complexidade da solução analítica das equações diferenciais do problema original), produzindo valores aproximados para a solução desconhecida em pontos discretos do corpo contínuo, dentro de uma tolerância aceitável (LOGAN, 2011).

As equações para cada elemento finito são combinadas para se obter a solução aproximada para todo o corpo, gerando, assim, uma solução aproximada de um problema complexo através da resolução de um número finito de problemas simples discretizados (PIRES et al., 2015). As equações atribuídas aos elementos finitos são

equações de resolução simplificada, que aproximam localmente as equações complexas originais do problema, que normalmente envolvem equações diferenciais parciais (REDDY, 2015).

Segundo Reddy (2015), a aplicação tradicional do FEM pode ser dividida em três etapas: na primeira, o corpo (domínio do sistema), é representado como um conjunto de subdomínios geometricamente simples, denominados elementos finitos; na segunda etapa, sobre cada elemento finito, as variáveis desconhecidas são aproximadas por uma combinação linear de polinômios algébricos e parâmetros indeterminados, onde relações algébricas entre os parâmetros são obtidas (como nos métodos variacionais), satisfazendo as equações governantes sobre cada elemento (onde os parâmetros indeterminados representam os valores das variáveis desconhecidas em cada nó); na terceira etapa, as relações algébricas de todos os elementos são recombinadas em um sistema global de equações, que possui técnica de solução conhecida e, a partir dos valores iniciais do problema original, é solucionado para obter uma resposta numérica. O processo elimina todas as derivadas espaciais da EDP, a aproximando como um conjunto de equações algébricas (para problemas de estado estacionário) ou um conjunto de EDOs (para problemas transitórios). O resultado final, para todo o domínio, é montado a partir dos resultados obtidos para cada elemento finito, usando considerações de continuidade e equilíbrio.

## 2.4 Software COMSOL Multiphysics®

O COMSOL Multiphysics® é um software de simulação computacional utilizado para modelar e solucionar diversos tipos de problemas de engenharia, fornecendo um ambiente interativo de trabalho, com uma visão geral e completa do modelo de simulação construído (COMSOL, 2017). A empresa foi fundada em julho de 1986 em Estocolmo, na Suécia, e o software ganhou sua primeira versão em setembro de 1998. O Anexo C apresenta a interface do software COMSOL Multiphysics® versão 5.3a.

O COMSOL Multiphysics® possui diferentes módulos criados para simular fenômenos físicos específicos, como transferência de calor, fluidodinâmica, mecânica estrutural, reações químicas e eletromagnetismo. Ao adicionar um módulo ao modelo de simulação, as equações que modelam matematicamente o fenômeno físico (comumente equações diferenciais parciais) são carregadas por padrão, sem que o usuário precise determiná-las manualmente. Porém, caso seja necessário, o usuário pode alterar qualquer equação para adequar o seu modelo ao fenômeno que se pretende simular.

Muitas aplicações do mundo real envolvem a ocorrência simultânea de diferentes fenômenos físicos. Por exemplo, a resistência elétrica de um condutor geralmente varia com a temperatura, então um modelo de um condutor submetido a uma corrente elétrica

deve incluir efeitos de aquecimento resistivo para se aproximar do comportamento real (COMSOL, 2017).

Essa representação de diferentes fenômenos físicos ocorrendo em um único modelo é feita pelo COMSOL Multiphysics® através do acoplamento de diferentes módulos (criação de um sistema de equações diferenciais parciais acopladas), gerando uma multifísica. O usuário pode combinar diferentes módulos a fim de obter um modelo que represente os fenômenos físicos que se deseja simular.

Ao final, após realizar a discretização do modelo e criação da malha de simulação, o software compila internamente o conjunto de equações que representa todo o modelo, e as resolve através dos solvers matemáticos presentes, utilizando técnicas como o método dos elementos finitos (FEM). Os resultados numéricos obtidos podem ser convertidos em uma grande variedade de tipos de gráficos dentro do próprio software.

### 3 Metodologia

O desenvolvimento do sistema auxiliar acumulador de calor, que fornece ar quente para a secagem de grãos, segue os requisitos exigidos pelo modelo de secador vertical proposto por Santos e Sales (2014) e Sales e Cândida (2016), para garantir que, ao final, o sistema auxiliar desenvolvido esteja apto a trabalhar em conjunto com o secador vertical, fornecendo o calor necessário para a secagem dos grãos.

Para determinar os parâmetros de construção desse sistema, de modo que ele funcione de forma adequada, a estratégia adotada nesse trabalho foi a realização de simulações computacionais, utilizando o software COMSOL Multiphysics®, que geram parâmetros otimizados de construção, sem a necessidade de concepção de protótipos nesta etapa.

Obter esses parâmetros otimizados de construção envolve determinar a geometria dos componentes do sistema auxiliar (como as dimensões do tanque acumulador de calor, tipo e dimensões do coletor solar, diâmetro das tubulações, etc.), além do fluido de trabalho e material acumulador de calor a ser utilizado. Assim, o uso das simulações computacionais permite que protótipos sejam utilizados somente em um refinamento dos resultados obtidos nesse trabalho, em estudos futuros.

Segundo Chwif e Medina (2014), o desenvolvimento de um modelo de simulação é composto basicamente por três grandes etapas:

- concepção ou formulação do modelo;
- implementação do modelo;
- análise dos resultados do modelo.

A primeira etapa, concepção ou formulação do modelo, consiste em estudar o problema, definir os resultados que se deseja alcançar, quais serão as entradas e saídas do modelo e quais dados precisam ser obtidos para alimentá-lo. Ao final, cria-se um modelo conceitual que facilite a visualização do que será implementado: quais dados alimentarão o modelo, como se dará o processamento desses dados, como a simulação ocorrerá e quais serão suas saídas, e como os resultados obtidos serão tratados, analisados e validados.

Analisando o funcionamento do sistema auxiliar proposto, nota-se que os fenômenos físicos de fluidodinâmica e transferência de calor por condução, convecção e irradiação estão presentes e são os responsáveis pelo seu funcionamento. Assim, o modelo foi alimentado com equações matemáticas que representam:

- as transferências de calor que ocorrem no sistema;
- a irradiação solar local;
- as variáveis do ambiente externo ao sistema auxiliar, como temperatura, pressão, velocidade do vento, etc.;
- a fluidodinâmica do fluido de trabalho e da massa de ar aquecida.

Alguns dados que alimentaram os parâmetros do modelo computacional criado foram obtidos externamente ao software de simulação. Como exemplo, a simulação da incidência solar sobre os coletores utilizou dados do projeto SONDA para as condições ambientais (SONDA, 2019), e do atlas brasileiro de energia solar (PEREIRA et al., 2006), que traz dados sobre a irradiância solar global ao longo do ano no território brasileiro.

A segunda etapa do desenvolvimento de um modelo de simulação consiste na implementação do modelo, ou seja, como de fato realizar um procedimento (computacional para esse trabalho) que receba as entradas determinadas e gere as saídas esperadas, seguindo o modelo conceitual criado na primeira etapa.

A complexidade do modelo computacional criado influencia diretamente no esforço computacional necessário para simulá-lo. Assim, algumas considerações foram utilizadas para simplificar o modelo e reduzir o consumo de recursos computacionais. Como exemplo de simplificação feita, somente um coletor parabólico do painel foi utilizado na simulação da captação da energia solar, e o resultado desse único coletor foi replicado para os restantes, sem, contudo, acarretar em perdas na fidelidade da simulação, já que os coletores são dispostos a uma distância adequada, que evita que um coletor sombreie e interfira na captação do outro, e a eficiência de cada coletor foi calculada separadamente através de uma expressão matemática que leva em consideração a temperatura do fluido ao passar por cada coletor, individualmente.

As simulações computacionais do sistema auxiliar foram realizadas utilizando o software COMSOL Multiphysics®, um software que utiliza o método dos elementos finitos (*finite element method* - FEM) para realizar simulações computacionais. Esse software permite a simulação de transferência de calor por condução, convecção e irradiação, formas que estão presentes no modelo criado, além de ser capaz de trabalhar com fluidodinâmica computacional (*computational fluid dynamics* - CFD).

Para a construção do modelo de simulação computacional dentro do software COMSOL Multiphysics® alguns passos foram seguidos (chamados de pré-processamento):

- escolha do número de dimensões espaciais do modelo (1D, 2D ou 3D);
- determinação da relação temporal da simulação (estacionária ou dependente do tempo);

- criação da geometria do modelo;
- determinação dos materiais de construção que compõem cada parte do modelo;
- Inclusão dos módulos que representam os fenômenos físicos presentes no modelo, para que o próprio software adicione as equações matemáticas básicas que serão utilizadas;
- determinação das condições de contorno da simulação;
- modificação e adição de novas equações matemáticas e parâmetros que não estão nativamente presentes no software;
- criação da malha (elementos e pontos nodais que os conectam), utilizada para a simulação através do método dos elementos finitos (FEM);
- determinação do período temporal de simulação.

Após todos passos de construção do modelo de simulação, o software COMSOL Multiphysics® realiza o processamento, computando as aproximações das equações da malha, utilizando o FEM e os solvers matemáticos presentes no software, para obter o resultado numérico da simulação.

A terceira e última etapa consiste na análise dos resultados do modelo, ou pós-processamento, onde se analisa os resultados obtidos na simulação de forma a dar significância aos dados numéricos quantitativos, os transformando em informações qualitativas que auxiliem na tomada de decisão.

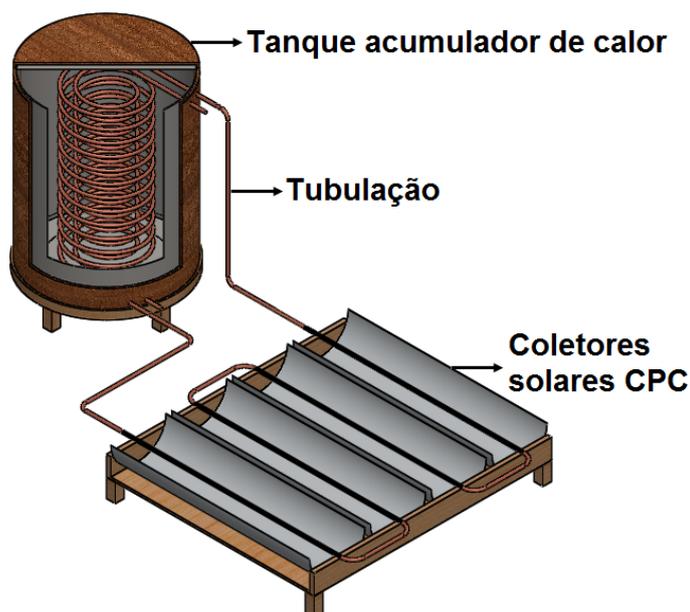
Os resultados obtidos foram analisados através de diversos gráficos gerados utilizando as ferramentas de pós-processamento do próprio software de simulação COMSOL Multiphysics®, para determinar os melhores parâmetros de construção para o sistema auxiliar acumulador de calor proposto.

O software CAD (*computer aided design*) SOLIDWORKS®, foi utilizado para a concepção de desenhos técnicos a partir dos resultados obtidos no COMSOL Multiphysics®, para documentar os parâmetros de construção da estrutura do sistema auxiliar proposto.

O sistema auxiliar acumulador de calor pode ser dividido em três principais componentes: o conjunto de coletores solares CPC; o tanque acumulador de calor; e as tubulações (incluindo as serpentinas) que realizam as trocas de calor no sistema. A Figura 5 apresenta essa divisão do sistema auxiliar (o tanque é apresentado em corte para a visualização das serpentinas instaladas no seu interior).

A simulação do carregamento do sistema auxiliar, que consiste na captação da energia solar e o seu armazenamento na forma de energia térmica no período diurno,

Figura 5 – Principais componentes do sistema auxiliar acumulador de calor



Fonte: Autoria própria

foi dividida em duas etapas: primeiro foi realizada uma simulação do comportamento dos coletores solares CPC sob a irradiância solar ao longo do dia; e, a partir desses resultados, foram realizadas simulações do sistema auxiliar completo, testando como fluido de trabalho um óleo térmico e a água. Ao fim, foi realizada a comparação dos resultados entre esses dois fluidos de trabalho. Para ambas as simulações, o material acumulador de calor adotado, que preenche o tanque, foi o cloreto de sódio (NaCl) sólido.

Após determinar o melhor fluido de trabalho a ser adotado no carregamento, foi realizada a simulação do descarregamento do sistema, que consiste no uso do calor acumulado para aquecer uma massa de ar que servirá para a secagem dos grãos no período noturno. O estado final do tanque acumulador de calor no período de carregamento é utilizado como estado inicial para a simulação do descarregamento do sistema.

Por último, foi realizada uma nova simulação para o carregamento do sistema, substituindo o NaCl sólido por água como substância acumuladora de calor presente no tanque, a fim de comparar o desempenho de ambas as substâncias nesse papel.

O computador utilizado para realizar as simulações possui as seguintes características principais: processador Intel® Core™ i5-2410M @ 2.30GHz (2.90GHz com a tecnologia Intel® Turbo Boost 2.0), possuindo 2 cores, cache L3 de até 3 MB (SmartCache), 6,00 GB de memória RAM DDR3 e sistema operacional Windows 7 Ultimate de 64 bits. A versão utilizada do software COMSOL Multiphysics® é a 5.3.1.201.

## 4 Simulação para o coletor solar parabólico composto (CPC)

Primeiramente foi realizada uma simulação do coletor solar parabólico composto (CPC) utilizado no sistema, a fim de determinar sua eficiência e potência, para então, com esses dados, realizar as simulações das diferentes configurações testadas para o sistema auxiliar acumulador de calor.

### 4.1 Considerações para a simulação do coletor CPC

Para alimentar os parâmetros de simulação do coletor CPC, e criar as condições do ambiente (irradiância solar, temperatura externa, pressão atmosférica, umidade relativa do ar e velocidade do vento), foram obtidos dados meteorológicos e solarimétricos do banco de dados do projeto SONDA - Sistema de Organização Nacional de Dados Ambientais, colhidos pela estação localizada em Petrolina-PE para o dia 26 de janeiro de 2017 (SONDA, 2019). Detalhes da obtenção, escolha e validação desses dados são apresentados no Apêndice A.

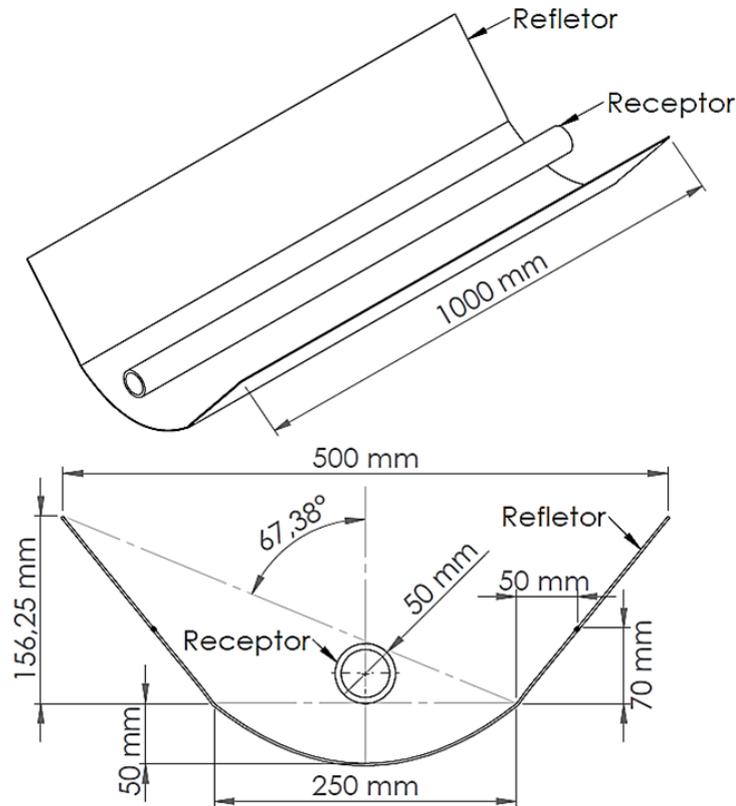
Os conceitos fundamentais que regem o comportamento dos raios solares ao incidirem na superfície do coletor CPC, detalhes do módulo do COMSOL Multiphysics® que permite a simulação da irradiância solar sobre o coletor, e as equações utilizadas por esse módulo, são apresentados no Apêndice B.

O CPC adotado foi o proposto no trabalho de Bellos et al. (2016), que desenvolveu uma geometria otimizada de um CPC estacionário, visando o aproveitamento equilibrado da energia solar ao longo do ano, com aproveitamento máximo nos equinócios de outono e primavera (meses de março e outubro, respectivamente, para o hemisfério sul, em que o plano elíptico solar cruza o plano equatorial e os raios solares incidem perpendicularmente ao eixo da terra), e um aproveitamento menor, porém equilibrado, próximo dos solstícios de inverno e verão (meses de junho e dezembro, respectivamente, no hemisfério sul), quando a menor declinação solar em relação ao equador é atingida.

A geometria utilizada nesse trabalho para o CPC é apresentada na Figura 6, e suas principais dimensões e características são apresentadas na Tabela 1.

O receptor, posicionado na mancha focal do refletor (área de convergência dos raios solares incidentes), consiste em um tubo a vácuo (Figura 7), que, segundo Raccurt et al. (2015), é normalmente composto por um tubo metálico, ou tubo de vidro com filme metálico nas paredes internas (normalmente ligas de cobre), com um revestimento

Figura 6 – Seção transversal do coletor solar parabólico composto (CPC)



Fonte: Autoria própria

Tabela 1 – Dimensões e propriedades do coletor solar parabólico composto (CPC) adotado

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
Comprimento ( $L_c$ )	1,00 m	Semiângulo de aceitação	67,38°
Largura ( $W_c$ )	0,50 m	Distância inferior	0,25 m
Área de abertura ( $A_{ab}$ )	0,50 m <sup>2</sup>	Altura inferior do receptor	0,05 m
Diâmetro do receptor ( $D_r$ )	0,05 m	Inclinação para o equador	0°
Área do receptor ( $A_r$ )	0,15708 m <sup>2</sup>	Refletividade do refletor ( $\rho_r$ )	0,85
Altura da parábola	0,15625 m	Absorbância do absorvedor ( $\alpha_t$ )	0,95
Fator de concentração ( $C_{coletor}$ )	3,183	Transmitância do receptor ( $\tau_t$ )	0,91

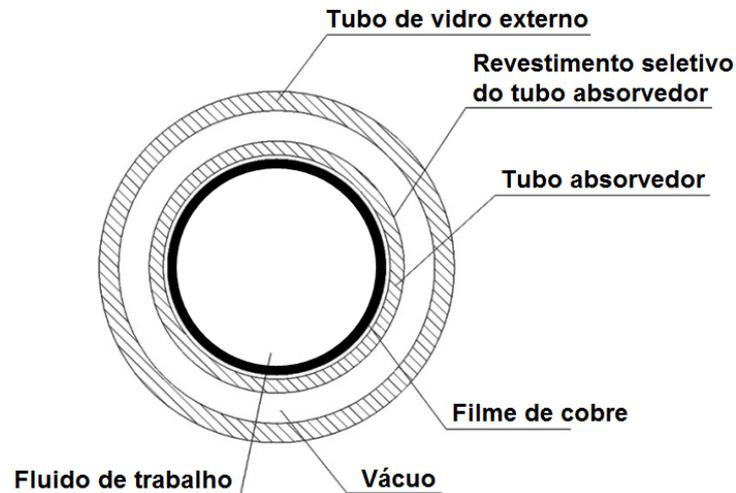
$$C_{coletor} = A_{ab}/A_r$$

Fonte: Autoria própria

altamente seletivo na superfície externa (com alta absorvância da energia solar e baixa emissividade), chamado absorvedor, encapsulado em um tubo de vidro (normalmente de borossilicato com cerca de 1,8 mm de espessura) de parede dupla, com alta transmitância (permitindo a passagem da maior parte dos raios solares), sendo retirada grande parte do ar existente entre as paredes do tubo de vidro, formando vácuo (pressão de cerca de  $5 \times 10^{-3}$  Pa). Essa atmosfera rarefeita funciona como um isolante térmico eficientemente.

ente, reduzindo as perdas convectivas de calor e protegendo o revestimento seletivo do absorvedor, uma vez que a estabilidade no ar desses revestimentos a altas temperaturas é baixa (RACCURT et al., 2015).

Figura 7 – Ilustração da seção transversal de um tubo a vácuo



Fonte: Adaptado de Ma et al. (2010)

Esses tubos a vácuo são comumente comercializados para a montagem de sistemas de aquecimento de água e se caracterizam pela alta eficiência, sendo amplamente utilizados em sistemas com coletores CPC.

O fator de concentração do coletor ( $C_{\text{coletor}}$ ) é uma forma de analisar o ganho de captação de energia solar com o uso do elemento parabólico refletor (chamado de calha), e é calculado como a razão entre a área de abertura da calha ( $A_{ab}$ ) e a área do receptor ( $A_r$ ), que nesse caso é um tubo a vácuo:

$$C_{\text{coletor}} = \frac{A_{ab}}{A_r} = \frac{0,5}{0,1571} = 3,183 \quad (1)$$

Normalmente o fator de concentração típico de um CPC varia no intervalo de 1 a 5, sendo que fatores de concentração acima de 3 propiciam maiores áreas de captação, porém com o viés da perda de aproveitamento da irradiância solar difusa, se resumindo a captação da irradiância solar direta (KALOGIROU, 2004). Dessa forma somente a irradiância solar direta foi utilizada na simulação do CPC.

O concentrador CPC simulado foi alinhado com o seu eixo longitudinal na direção Leste-Oeste, e, devido a latitude local da estação de Petrolina-PE ser pequena (cerca de  $9^\circ$ ) sua abertura não foi inclinada em direção ao equador, sendo mantida a  $0^\circ$ . Essa escolha baseia-se no fato de que um CPC orientado na direção Leste-Oeste permite que, com um pequeno ajuste sazonal no ângulo de inclinação, o coletor seja capaz de capturar os raios solares através de seu amplo ângulo de aceitação ao longo de seu eixo

longitudinal, sendo que, para coletores estacionários CPC montados desse modo, o ângulo mínimo de aceitação é igual a  $47^\circ$  (KALOGIROU, 2004). O ângulo de aceitação do coletor CPC adotado está bem acima desse valor, com  $134,76^\circ$ .

## 4.2 Determinação da eficiência do coletor

Segundo Kalogirou (2004), Coletores CPC típicos possuem refletividade ( $\rho_r$ ) da superfície parabólica refletora com valores em torno de 0,85 (para alumínio acrílico e alumínio polido), uma absorvância ( $\alpha_t$ ) de cerca de 0,95 para o revestimento seletivo do tubo absorvedor a vácuo (para *black nickel* altamente seletivo), transmitância do tubo de vidro a vácuo ( $\tau_t$ ) de cerca de 0,91 (borossilicato 3.3 com cerca de 1,8 mm de espessura) e coeficiente global de perda de calor por unidade de área de abertura com valores em torno de  $1,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , causada principalmente pelas perdas de calor por irradiação e convecção.

Porém, existem outros fatores (além das perdas convectivas e por irradiação), que causam perda de eficiência do coletor CPC, como: perda de eficiência óptica do refletor por imperfeições na construção, deformações causadas por tensões nos pontos de fixação e pelo vento; perdas por reflexão no vidro do tubo a vácuo (a transmitância não é total e depende do ângulo de incidência); desalinhamento entre o tubo a vácuo e a mancha focal; entre outros. Segundo Kalogirou (2004), muitos desses fatores são considerados aleatórios (randômicos), e por isso são difíceis de mensurar, e, conseqüentemente, de serem modelados computacionalmente, exigindo técnicas estatísticas para determinar o desvio padrão da distribuição da energia total refletida no CPC.

Os inúmeros fatores que causam perdas de eficiência podem ser resumidos em um único valor de eficiência do coletor CPC, normalmente determinado experimentalmente. Segundo Ratismith et al. (2014), a eficiência do coletor,  $\eta_{\text{coletor}}$ , pode ser determinada como:

$$\eta_{\text{coletor}} = \frac{Q_{\text{saída}}}{Q_{\text{solar}}} \quad (2)$$

onde  $Q_{\text{saída}}$  é a quantidade de energia absorvida pelo fluido ao passar pelo coletor (W), e  $Q_{\text{solar}}$  é a potência solar que incide sobre o coletor (W), que é dependente do tempo. A potência na saída pode ser calculada como:

$$Q_{\text{saída}} = m_f c_{pf} (T_{\text{saída}} - T_{\text{entrada}}) \quad (3)$$

onde  $m_f$  é o fluxo mássico (kg/s) do fluido de trabalho,  $c_{pf}$  o calor específico a pressão constante do fluido ( $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ), e  $T_{\text{entrada}}$  e  $T_{\text{saída}}$  as temperaturas de entrada e saída do fluido do coletor (K). A Equação 3 considera  $Q_{\text{saída}}$  como o total de calor absorvido pelo

fluido de trabalho, porém na prática existem perdas de calor por irradiação, condução e convecção. Considerando:

$$Q_{\text{solar}} = I_{sn} A_{ab} \quad (4)$$

$$T_m = (T_{\text{entrada}} + T_{\text{saída}}) / 2 \quad (5)$$

sendo  $I_{sn}$  a irradiância solar normal direta ( $\text{W}/\text{m}^2$ ),  $A_{ab}$  a área de abertura do coletor ( $\text{m}^2$ ), e  $T_m$  a temperatura média do fluido de trabalho (K). As perdas de calor podem ser incluídas na determinação da eficiência do coletor calculando a quantidade de calor que de fato é aproveitada no aquecimento do fluido de trabalho,  $q_u$  (W), da seguinte forma, de acordo com Kalogirou (2004):

$$q_u = I_{sn} \eta_o A_{ab} - U_r A_r (T_m - T_{amb}) \quad (6)$$

onde  $\eta_o$  é a eficiência óptica do coletor,  $U_r$  é o coeficiente global de perda de calor do receptor ( $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ),  $A_r$  é a área do receptor ( $\text{m}^2$ ),  $C_{\text{coletor}}$  é o fator de concentração do coletor ( $A_{ab}/A_r$ ), e  $T_{amb}$  a temperatura ambiente (K).

Substituindo na Equação 2 o termo  $Q_{\text{saída}}$  por  $q_u$ , e a combinando com as equações 4 e 6 obtém-se:

$$\eta_{\text{coletor}} = \frac{q_u}{Q_{\text{solar}}}$$

$$\eta_{\text{coletor}} = \eta_o - \frac{U_r}{I_{sn} C_{\text{coletor}}} (T_m - T_{amb}) \quad (7)$$

A primeira parcela da Equação 6 calcula a quantidade de calor que de fato chega ao receptor (levando em conta a eficiência óptica do refletor e absorvedor), subtraída da segunda parcela, que calcula a perda de calor do receptor para o ambiente. Já a Equação 7 combina as eficiências óptica e térmica para calcular a eficiência total do coletor.

Segundo Kalogirou (2004), a eficiência óptica ( $\eta_o$ ) pode ser determinada através da relação entre valores adimensionais que caracterizam o coletor, de acordo com a equação:

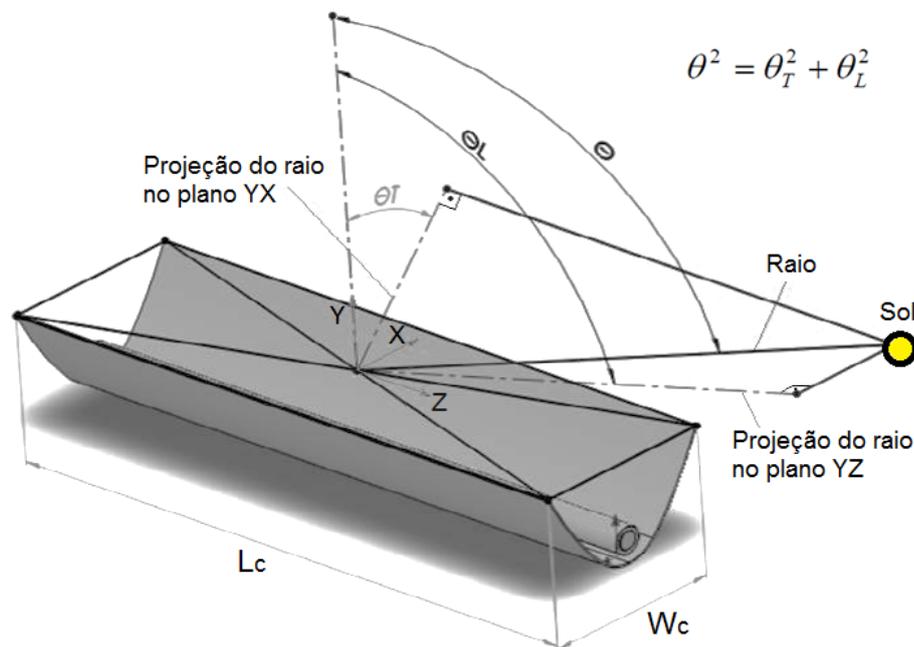
$$\eta_o = \rho_r \tau_t \alpha_t \gamma (1 - A_f \text{tg}(\theta)) \cos(\theta) \quad (8)$$

onde  $\rho_r$  é refletividade da superfície da calha parabólica do coletor,  $\tau_t$  é a transmitância do tubo de vidro a vácuo do receptor,  $\alpha_t$  a absorbância do revestimento seletivo do tubo a vácuo,  $\gamma$  é o fator de interceptação, definido como a razão entre a energia interceptada

pelo receptor e a energia refletida pelo coletor,  $A_f$  é o fator geométrico, que depende da geometria do coletor, todos adimensionais, e  $\theta$  é o ângulo de incidência dos raios solares.

Tzivanidis et al. (2016) desenvolveu uma expressão para o fator de interceptação ( $\gamma$ ) de um CPC em função do ângulo longitudinal ( $\theta_L$ ) e transversal ( $\theta_T$ ) da incidência solar (Figura 8), não sendo, contudo, uma expressão geral aplicável a qualquer CPC, e sim específica para o CPC estudado no trabalho referido.

Figura 8 – Ângulos de incidência solar em relação a estrutura do CPC

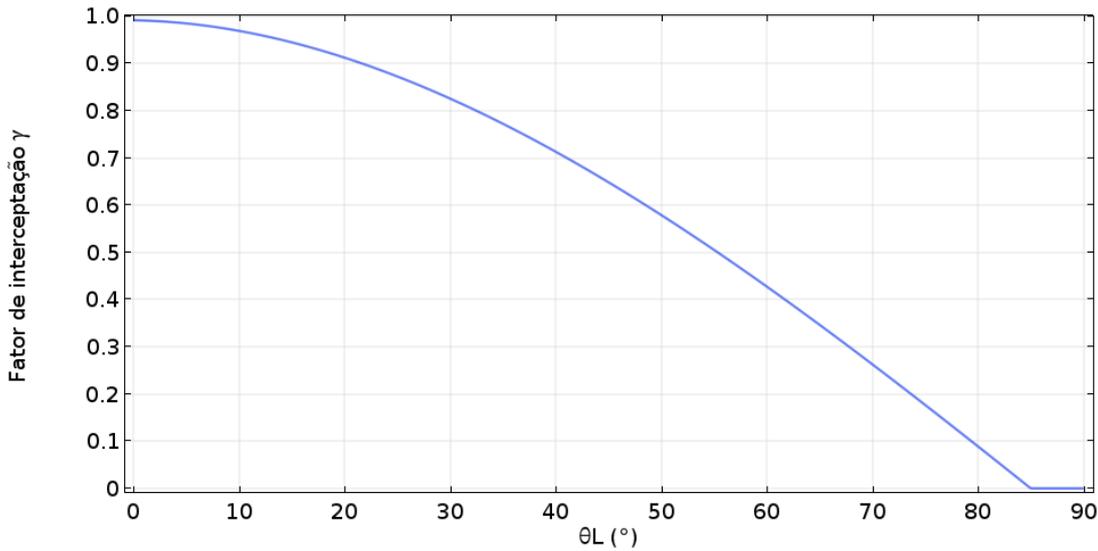


Fonte: Adaptado de Tzivanidis et al. (2016)

A expressão para o ângulo transversal é fortemente dependente da geometria do CPC, em particular do semiângulo de aceitação, sendo que o fator de interceptação decresce até chegar a zero para valores de incidência maiores do que o semiângulo de aceitação. Porém, a expressão para o ângulo longitudinal varia menos em relação a geometria do CPC, principalmente para um CPC com orientação Leste-Oeste do seu eixo longitudinal, como o adotado no presente trabalho. Assim, a expressão desenvolvida por Tzivanidis et al. (2016) foi utilizada para aproximar o valor do fator de interceptação ( $\gamma$ ) do CPC adotado nesse trabalho, sendo escrita como:

$$\gamma(\theta_L) = 0,9921 - 4,1 \times 10^{-4}\theta_L - 1,92 \times 10^{-4}\theta_L^2 + 7 \times 10^{-7}\theta_L^3 \quad (9)$$

onde  $\theta_L$  é expresso em graus. A Figura 9 apresenta a relação entre o fator de interceptação ( $\gamma$ ) e o ângulo longitudinal de incidência solar ( $\theta_L$ ), dada pela Equação 9.

Figura 9 – Fator de interceptação  $\gamma \times \theta_L$  (ângulo longitudinal de incidência solar)

Fonte: Autoria própria

Levando em consideração que a expressão da Equação 9 já inclui a influência do ângulo de incidência solar sobre o fator de interceptação, o termo  $\gamma(1 - A_f \text{tg}(\theta)) \cos(\theta)$  da Equação 8 pode ser substituído pela expressão  $\gamma(\theta_L)$  da Equação 9, de modo que a eficiência óptica do CPC adotado pode ser escrita como:

$$\eta_o = \rho_r \tau_t \alpha_t \gamma(\theta_L) \quad (10)$$

Quando se utiliza tubos a vácuo como receptor, as perdas convectivas e por condução são minimizadas pelo efeito isolante do vácuo na parede dupla do tubo de vidro (desconsiderando a degeneração natural do vácuo ao longo do tempo), e a perda de calor por irradiação no absorvedor se torna a principal perda. Liu et al. (2015) utilizou a seguinte expressão para calcular o coeficiente de transferência de calor por irradiação do absorvedor para a parede externa de vidro de um tubo a vácuo,  $h_{irrad}$  (W/(m<sup>2</sup>·K)):

$$h_{irrad} = \sigma \varepsilon_p (T_p^2 + T_g^2) (T_p + T_g) \quad (11)$$

onde  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann ( $5,67 \times 10^{-8}$  W/(m<sup>2</sup>·K<sup>4</sup>)),  $\varepsilon_p$  é a emissividade do revestimento seletivo do absorvedor,  $T_p$  é a temperatura do absorvedor (que pode ser aproximada pela temperatura do fluido), e  $T_g$  é a temperatura da parede externa de vidro (que, para operações em baixas temperaturas do fluido, pode ser considerada igual a temperatura ambiente externa), ambas as temperaturas em Kelvin.

A parede externa de vidro do tubo a vácuo está sujeita a perda de calor por convecção externa forçada (se consideramos a operação em um ambiente aberto com incidência de vento), sendo que o seu coeficiente de perda de calor convectivo,  $h_c$

(W/(m<sup>2</sup>·K)), pode ser calculado através número adimensional de Nusselt ( $Nu$ ) (BERGMAN et al., 2014):

$$h_c = Nu \frac{k_{ar}}{D_r} \quad (12)$$

onde  $D_r$  é o diâmetro externo do tubo a vácuo (m), e  $k_{ar}$  a condutividade térmica do ar (W/(m·K)). O cálculo do valor do número de Nusselt para a convecção forçada externa ao redor de um tubo depende do cálculo de outros dois números adimensionais: o número de Reynolds (Re) e o número de Prandtl (Pr). Esses cálculos são discutidos nas seções 5.2 e 5.3.

Em uma situação real, o coeficiente global de perda de calor do coletor,  $U_L$  (W/(m<sup>2</sup>·K)), não é uma constante, sendo uma função dependente das propriedades de entrada do fluido no coletor e da temperatura ambiente (KALOGIROU, 2004):

$$U_L = a_1 + a_2 (T_m - T_{amb}) \quad (13)$$

Em um coletor CPC as perdas de calor ocorrem através do receptor, então o coeficiente global de perda de calor do coletor,  $U_L$ , é o próprio coeficiente do seu receptor,  $U_r$  ( $U_L = U_r$ ). Combinando as Equações 7 e 13, a eficiência do coletor ( $\eta_{coletor}$ ) pode ser calculada como:

$$\eta_{coletor} = \eta_o - \frac{a_1 (T_m - T_{amb}) + a_2 (T_m - T_{amb})^2}{I_{sn} C_{coletor}} \quad (14)$$

Normalmente os fabricantes de coletores solares fornecem no *datasheet* do produto os valores  $a_1$  e  $a_2$  para o coeficiente global de perda de calor, determinados, comumente, de forma experimental através de ensaios seguindo padrões de teste de coletores solares, como os descritos na ISO 9806:2017 (CHAMSA-ARD et al., 2014).

Para tubos a vácuo, normalmente os fabricantes fornecem somente o valor de  $a_1$ , considerando o coeficiente de perda de calor como constante, fazendo com que a Equação 14 se resuma a Equação 7.

A Tabela 2 traz alguns valores para o coeficiente global de perda de calor fornecidos por diferentes fabricantes de tubos a vácuo.

Tabela 2 – Coeficiente global de perda de calor para diferentes fabricantes de tubos a vácuo

Fabricante do tubo a vácuo	Absorbância (camada seletiva)	Transmitância (vidro)	Coef. global de perda de calor $U_r$ (W/(m <sup>2</sup> ·K))
ILB Helios	0,95 (AlN/AlN-SS/Cu)	0,91 (Borosilicato 3.3)	0,60
Guangpu Solar	0,95 (SS-AlN <sub>x</sub> /Cu)	0,91 (Borosilicato 3.3)	0,40-0,60
Yaoguo Solar	0,95 (AlN/AlN-SS/Cu)	0,91 (Borosilicato 3.3)	<0,80
BTE Solar	0,92 (Al/SS/Cu)	0,92 (Borosilicato 3.3)	<0,50

Fonte: Autoria própria

Combinando a Equação 7 com a expressão para a eficiência óptica da Equação 10, obtém-se a expressão:

$$\eta_{\text{coletor}} = \rho_r \tau_t \alpha_t \gamma(\theta_L) - \frac{U_r}{I_{sn} C_{\text{coletor}}} (T_m - T_{amb}) \quad (15)$$

onde o fator de interceptação,  $\gamma(\theta_L)$ , é calculado pela Equação 9, e o valor adotado para o coeficiente de perda de calor ( $U_r$ ) foi de 0,60 W/(m<sup>2</sup>·K). A Equação 15 foi utilizada para o cálculo da eficiência total (combinação das eficiências óptica e térmica) do CPC adotado nas simulações do sistema auxiliar acumulador de calor.

### 4.3 Determinação da potência do coletor

Visando poupar recursos computacionais, a estratégia adotada na simulação do CPC foi desconsiderar inicialmente todas as perdas envolvidas, assumindo a superfície refletora do coletor como um espelho ideal ( $\rho_r = 1$ ), para que o COMSOL Multiphysics® desconsidere os cálculos envolvendo a absorvância  $\alpha$  e a emissividade  $\varepsilon$  da geometria do refletor (já que toda a radiação é refletida, e os corpos são considerados corpos cinzas ideais, temos que:  $\alpha = \varepsilon = 1 - \rho_r = 0$  no elemento refletor).

Essa estratégia foi adotada para evitar os cálculos computacionalmente custosos da troca de radiação emitida entre corpos (o refletor e o receptor), pois eles exigem a resolução do fator de forma (ou fator de visão), para determinar a direção da radiação emitida de forma difusa, e como essa radiação emitida por um corpo é interceptada por qualquer outro corpo presente no espaço.

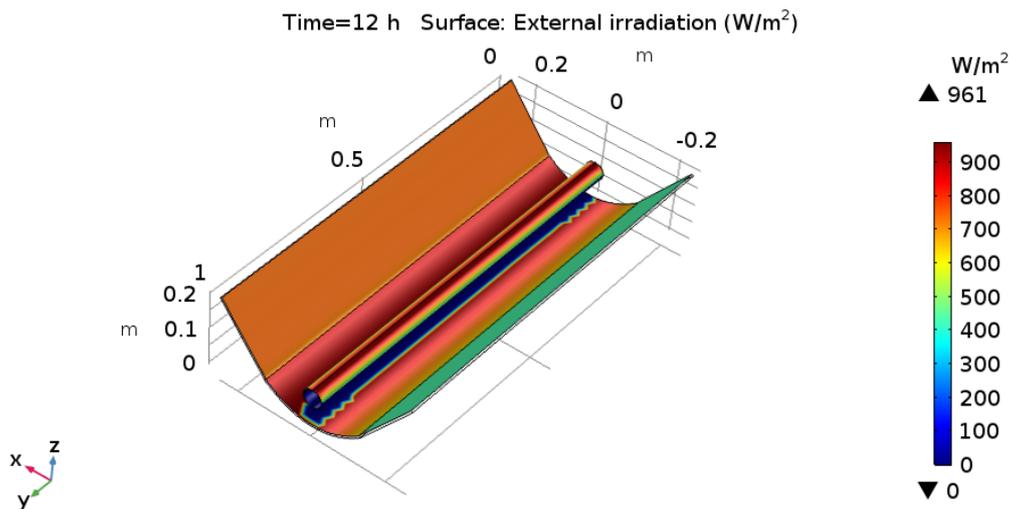
Como em um cenário prático as superfícies refletoras possuem baixa absorção e emissão, e ela acontece de forma difusa, a contribuição da radiação emitida devido

a absorção dos raios solares na superfície refletora praticamente não contribui para o aquecimento do fluido de trabalho, tornando razoável a adoção dessa estratégia.

Como resultado, essa estratégia fornece a quantidade máxima de energia solar que incide sobre o coletor ( $Q_{\text{solar}}$ ), já que não computa as perdas inicialmente. Em outras palavras, essa estratégia computa a potência máxima que o coletor poderia fornecer caso ele tivesse uma eficiência de 100%.

Assim, a partir dos dados solarimétricos e meteorológicos do projeto SONDA (SONDA, 2019), a irradiância solar no coletor foi determinada através de uma simulação utilizando o software COMSOL Multiphysics®, obtendo valores com um intervalo de tempo de um minuto entre eles ao longo do dia. A Figura 10 traz o resultado da simulação da irradiância solar direta no coletor às 12:00h. A malha de simulação gerada possui 25.434 elementos de domínio (Apêndice C), e o tempo de computação foi de 2 horas e 8 minutos.

Figura 10 – Resultado da simulação da irradiância solar direta no coletor às 12:00h

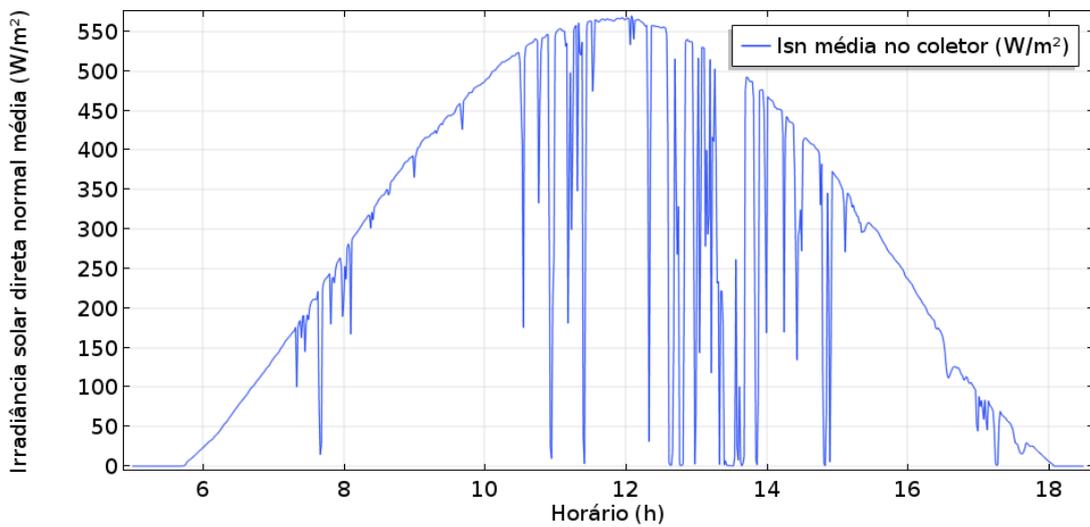


Fonte: Autoria própria

A Figura 11 apresenta um gráfico da irradiância solar direta média que incide sobre o coletor ao longo do período simulado. As quedas abruptas apresentadas na irradiância solar, notadas no gráfico, são provenientes do sombreamento causado por nuvens sobre do coletor.

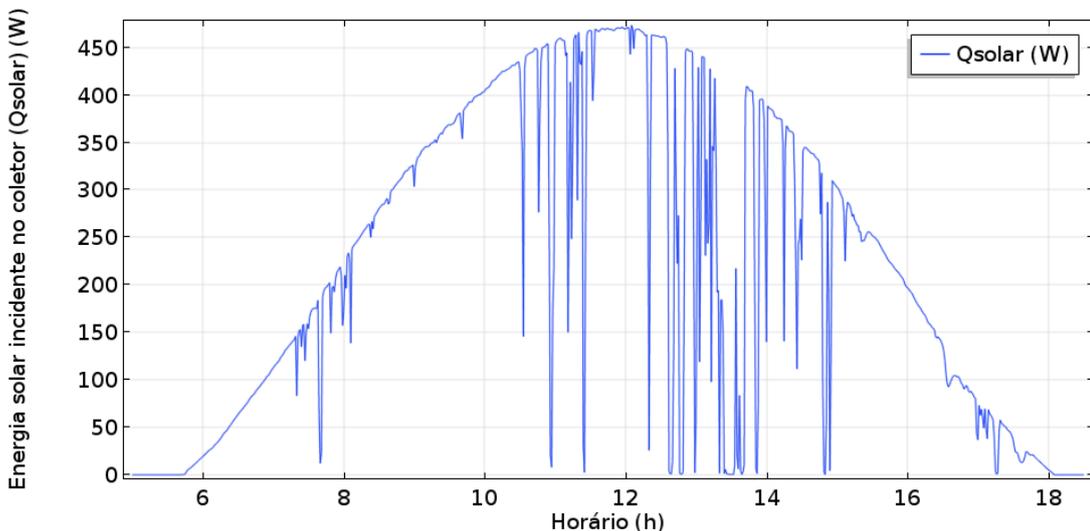
Integrando a irradiância solar direta normal ( $I_{sn}$ ) que incide no coletor ao longo da sua superfície ( $S$ ), obtém-se a quantidade total de energia solar captada pelo coletor ( $Q_{\text{solar}}$ ):

$$Q_{\text{solar}} = \int I_{sn} dS \quad (16)$$

Figura 11 – Irradiância solar direta normal ( $I_{sn}$ ) média no coletor ao longo do período simulado

Fonte: Autoria própria

A Figura 12 apresenta um gráfico com a quantidade total de energia solar que incide no coletor ( $Q_{solar}$ ) ao longo do período simulado (potência máxima do coletor para uma eficiência de 100%).

Figura 12 – Energia solar que incide no coletor ( $Q_{solar}$ ) ao longo do período simulado

Fonte: Autoria própria

Porém, os valores do total de energia solar incidente podem ser multiplicados pela eficiência do coletor (que combina a eficiência óptica e térmica), resultando na parcela da energia solar captada que é de fato aproveitada para aquecer o fluido de trabalho, ou seja, a potência real do coletor ( $Q_{real}$ ).

Reescrevendo a Equação 2, temos que a potência real do coletor corresponde a quantidade de energia que de fato é utilizada para aquecer o fluido de trabalho:

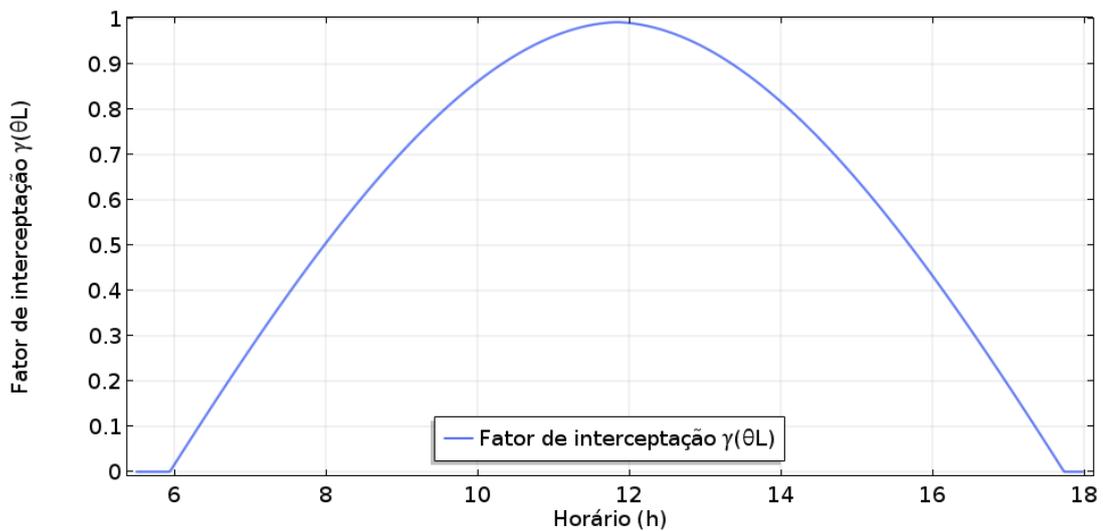
$$Q_{\text{real}} = Q_{\text{saida}} = Q_{\text{solar}} \eta_{\text{coletor}} \quad (17)$$

A eficiência do coletor ( $\eta_{\text{coletor}}$ ) é calculada através Equação 15, que combinada com a Equação 17 resulta em:

$$Q_{\text{real}} = Q_{\text{solar}} \left[ \rho_r \tau_t \alpha_t \gamma(\theta_L) - \frac{U_r}{I_{sn} C_{\text{coletor}}} (T_m - T_{\text{amb}}) \right] \quad (18)$$

A Figura 13 traz um gráfico com a variação do fator de interceptação do coletor,  $\gamma(\theta_L)$ , ao longo do período simulado.

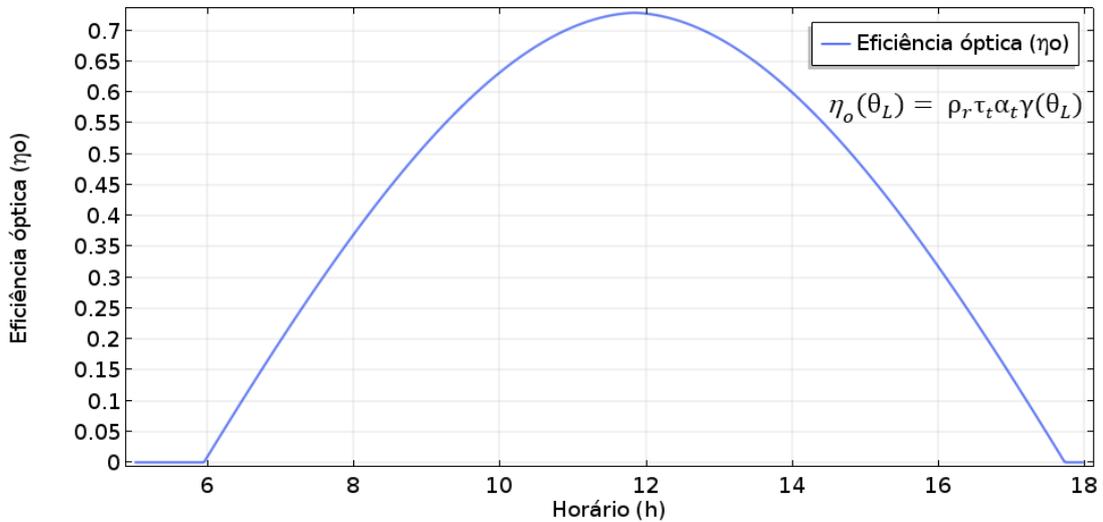
Figura 13 – Variação do fator de interceptação  $\gamma(\theta_L)$  ao longo do período simulado



Fonte: Autoria própria

A eficiência do coletor é a junção da eficiência óptica do conjunto que o compõe ( $\eta_o$ ) e das perdas de calor associadas ao aquecimento do fluido. A eficiência óptica independe da temperatura do fluido, e varia de acordo com o fator de interceptação  $\gamma(\theta_L)$ , como observado na Equação 10. A Figura 14 apresenta a variação da eficiência óptica do coletor ( $\eta_o$ ) ao longo do período simulado, chegando a um pico de 0,7290 (72,90%) às 11:50h.

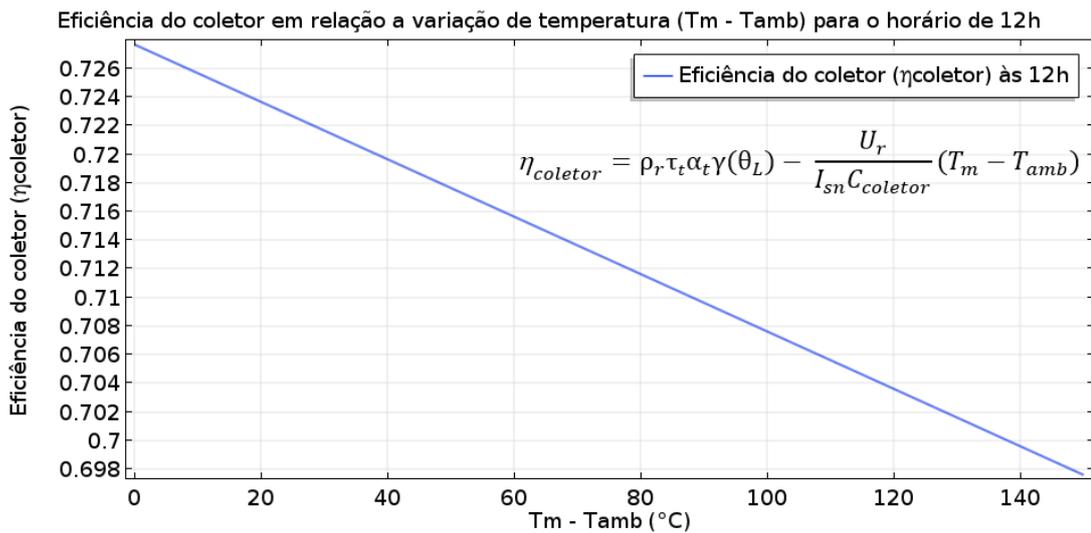
Figura 14 – Variação da eficiência óptica do coletor ( $\eta_o$ ) ao longo do período simulado



Fonte: Autoria própria

A Figura 15 apresenta um gráfico para a variação da eficiência do coletor (junção da eficiência óptica e das perdas de calor associadas ao fluido de trabalho) em relação a variação entre a temperatura do fluido e a temperatura ambiente ( $T_m - T_{amb}$ ), para o horário de 12:00h.

Figura 15 – Variação da eficiência do coletor em relação a variação entre a temperatura do fluido e a temperatura ambiente ( $T_m - T_{amb}$ ), para o horário de 12:00h



Fonte: Autoria própria

## 5 Considerações para a simulação do sistema auxiliar acumulador de calor

Após a realização da simulação do coletor solar CPC adotado, prosseguiu-se para a criação do modelo de simulação computacional do sistema auxiliar acumulador de calor, no software COMSOL Multiphysics®. Para realizar essa simulação, do sistema completo, foram necessárias algumas considerações para determinar a geometria e dimensões das partes restantes do sistema auxiliar, e determinar as equações que modelam a fluidodinâmica e a termodinâmica no sistema.

### 5.1 Determinação da geometria e dimensões do sistema auxiliar

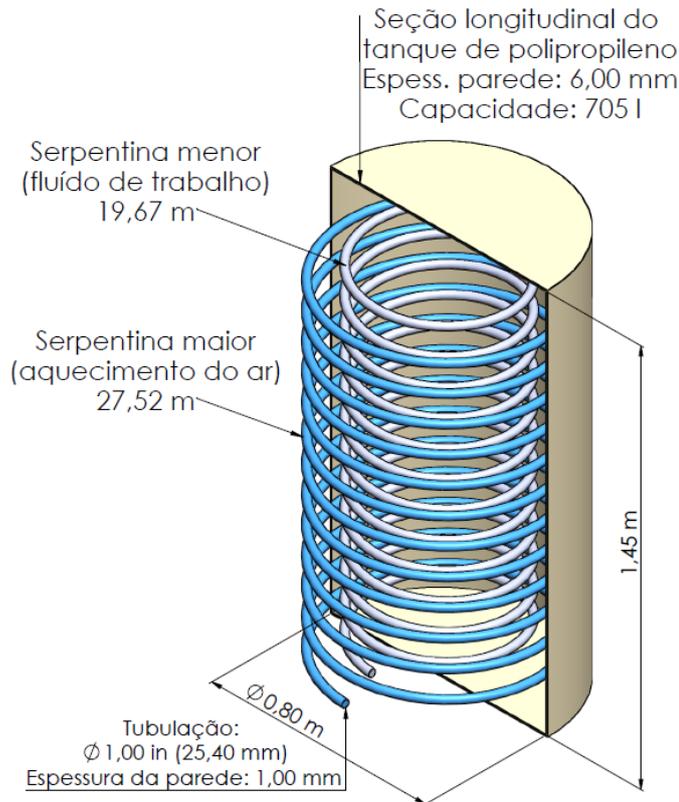
Os dados obtidos na simulação anterior para a eficiência e potência do coletor solar CPC resumem o comportamento de um único coletor de um metro de comprimento. Porém, é preciso determinar quantos coletores (ou quantos metros lineares de coletor) são necessários para conseguir aquecer o tanque acumulador de calor a uma temperatura de 50 °C ao fim do seu período de carregamento (das 5:00h às 18:00h).

A temperatura de 50 °C foi adotada como alvo porque já se encontra acima da temperatura ideal de secagem das amêndoas do cacau (que é de cerca de 40 °C), dando margem para perdas de calor inerentes e permitindo o controle da temperatura ideal do ar aquecido através da variação da vazão de ar que é direcionada ao tanque acumulador de calor.

A adoção do NaCl sólido como substância acumuladora de calor no tanque deve-se ao fato de ser um sólido de baixo custo, durável (já que inibe a proliferação de microrganismos no tanque), dando maior autonomia e reduzindo os custos de manutenção do sistema. Além disso, por ser um material higroscópico, tende a absorver umidade do ambiente, o que ajuda na sua compactação no tanque e na transferência de calor. Em contrapartida, por ser um sólido, a transferência de calor ocorre somente por condução no interior do tanque, diferente do uso de líquidos, em que ocorrem correntes de convecção que tornam a estratificação de temperatura no tanque mais uniforme, o que melhora a eficiência do sistema (VELRAJ, 2016).

O tanque acumulador de calor (Figura 16) foi adotado como um tanque cilíndrico de polipropileno (PP), que é quimicamente resistente à presença de NaCl, com 6,00 mm de espessura da parede, 1,45 m de altura interna e 0,80 m de diâmetro interno, totalizando um volume de cerca de 729 l.

Figura 16 – Seção longitudinal do tanque acumulador de calor



Fonte: Autoria própria

Porém, para calcular o volume de NaCl presente no tanque, é necessário subtrair o volume ocupado por duas serpentinas circulares que compõem o sistema: uma serpentina de 0,50 m de diâmetro e 19,67 m de comprimento linear; e outra serpentina com 0,70 m de diâmetro e 27,52 m de comprimento linear. Ambas as serpentinas são feitas em alumínio, compostas por 12,5 voltas, com passo de 0,10 m, e uma tubulação de 1,00 in (25,4 mm) de diâmetro externo, com parede do tubo de 1,00 mm de espessura.

Assim o volume de NaCl sólido utilizado no tanque acumulador de calor ( $V_{NaCl}$ ) é dado por:

$$V_{NaCl} = \pi \left( \frac{d_{tanque}}{2} \right)^2 h_{tanque} - \pi \left( \frac{d_{tubulação}}{2} \right)^2 L_{tubulação}$$

$$V_{NaCl} = \pi \left( \frac{0,80}{2} \right)^2 1,45 - \pi \left( \frac{0,0254}{2} \right)^2 (19,67 + 27,52)$$

$$\cong 0,705m^3 = 705l$$

Sendo a densidade do NaCl sólido ( $\rho_{NaCl}$ ) a 25 °C igual a 2.163,75 kg/m<sup>3</sup>, e o seu calor específico a pressão constante ( $c_{pNaCl}$ ) a 25 °C igual a 849,80 J/(kg·K), e considerando que esses valores variam pouco dentro da faixa de temperatura de aquecimento

do NaCl no tanque (de 23 °C às 5:00h da manhã até 50 °C ao fim do dia,  $\Delta T_{NaCl} = 27$  K), a ponto de serem considerados constantes, pode-se calcular a quantidade de energia demandada para o aquecimento do NaCl presente no tanque ( $Q_{NaCl}$ ) da seguinte forma:

$$m_{NaCl} = V_{NaCl} \rho_{NaCl} = 0,705 \cdot 2.163,75 \cong 1.525,44 \text{kg}$$

$$Q_{NaCl} = m_{NaCl} c_{pNaCl} \Delta T_{NaCl} \quad (19)$$

$$Q_{NaCl} = 1.525,44 \cdot 849,80 \cdot 27 \cong 35.000,61 \text{kJ}$$

A quantidade de energia fornecida ao longo do dia por cada metro de coletor ( $Q_{coletor}$ ) pode ser calculada através da integração da equação 17, integrando no tempo a potência real fornecida pelo coletor ( $Q_{real}$ ):

$$Q_{coletor} = \int_{5h}^{18h} Q_{real} dt = \int_{5h}^{18h} Q_{solar} \eta_{coletor} dt \quad (20)$$

Ou seja,  $Q_{coletor}$  é dado pela área abaixo da curva do produto  $Q_{solar} \eta_{coletor} \times t$ . Como a eficiência total do coletor ( $\eta_{coletor}$ ), expressa pela Equação 15, depende da diferença entre a temperatura do fluido de trabalho e a temperatura ambiente (algo que só será calculado durante a simulação), para estimar  $Q_{coletor}$  foi adotada uma diferença de temperatura entre o fluido e o ambiente proporcional ao fator de interceptação  $\gamma(\theta_L)$ , com valor máximo de 60 K (60 °C) ao longo do dia ( $T_m - T_{amb} = \gamma(\theta_L) \cdot 60$  K). Substituindo essa consideração na Equação 15, e a combinando com a Equação 20, temos que:

$$Q_{coletor} = \int_{5h}^{18h} Q_{solar} \left[ \rho_r \tau_t \alpha_t \gamma(\theta_L) - \frac{U_r}{I_{sn} C_{coletor}} (\gamma(\theta_L) \cdot 60) \right] dt$$

porém da Equação 1 e da Equação 4 temos a seguinte relação:

$$I_{sn} C_{coletor} = I_{sn} \frac{A_{ab}}{A_r} = \frac{Q_{solar}}{A_r}$$

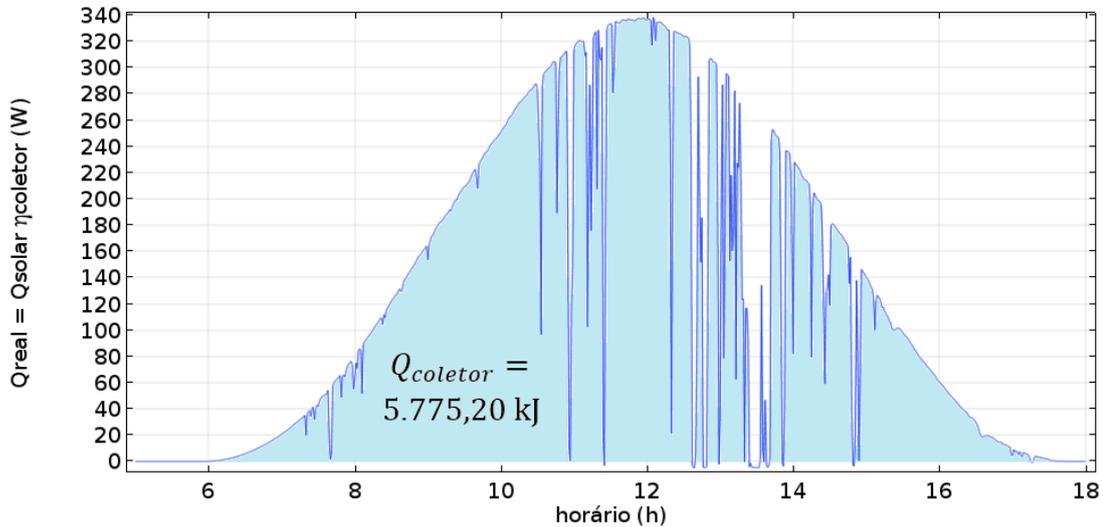
combinando as duas equações acima obtém-se:

$$Q_{coletor} = \int_{5h}^{18h} \gamma(\theta_L) [Q_{solar} \rho_r \tau_t \alpha_t - U_r A_r \cdot 60] dt \quad (21)$$

Além disso, os valores de  $Q_{solar}$  são calculados por interpolação a partir dos resultados da simulação do coletor CPC, já que derivam dos valores experimentais obtidos no projeto SONDA. Assim, por se tratar de um conjunto de valores pontuais (e não de uma função explícita), a integração da Equação 21 foi calculada numericamente através da Regra Composta de Simpson, utilizando um algoritmo desenvolvido em

linguagem Python (Apêndice D). Dessa forma,  $Q_{\text{coletor}}$  foi estimado em 5.775,20 kJ (Figura 17).

Figura 17 – Quantidade de energia fornecida ao longo do dia por cada metro de coletor ( $Q_{\text{coletor}}$ )



Fonte: Autoria própria

A partir da estimativa da energia demandada para aquecer o NaCl sólido do tanque acumulador de calor até 50 °C ( $Q_{NaCl}$ ), e da energia fornecida ao longo do dia por cada coletor de um metro de comprimento ( $Q_{\text{coletor}}$ ), podemos estimar o número de coletores necessários ( $N_{\text{coletores}}$ ) da seguinte forma:

$$Q_{NaCl} = N_{\text{coletores}} Q_{\text{coletor}} \quad (22)$$

$$N_{\text{coletores}} = \frac{Q_{NaCl}}{Q_{\text{coletor}}} = \frac{35.000,61}{5.775,20} \cong 6,06 \approx 6$$

Porém existem outros locais de perda de calor no sistema, além daqueles associados ao coletor. O tanque acumulador de calor possui isolamento térmico feito em resina de alta densidade e fibra de vidro, com 2,00 in de espessura, assim como a tubulação que interliga o tanque aos coletores, que possui o mesmo tipo de isolamento, mas com 1,00 in de espessura. As propriedades térmicas desse tipo de isolamento, que alimentaram as simulações, foram obtidas da fabricante Owens Corning®.

Como esse isolamento térmico não é perfeito, há perdas de calor associadas ao tanque e a tubulação. Desse modo, foi incluído 1,00 m extra de coletor aos 6,00 m calculados, para compensar estas perdas secundárias. Assim, é estimada uma quantidade necessária de sete coletores de 1,00 m de comprimento cada (ou 7,00 m lineares de

coletor) para realizar o aquecimento dos cerca de 1.525 kg de NaCl sólido contidos no tanque, partindo de 23 °C às 5:00h até 50 °C às 18:00h.

Comercialmente os tubos a vácuo são comumente encontrados nos comprimentos de 1.500, 1.600 e 1.800 mm. Assim, para a construção do sistema simulado, foram adotados 4 coletores de 1,80 m cada, utilizando os tubos a vácuo de 1.800 mm, totalizando o uso de 7,20 m de coletor.

O uso do NaCl sólido como substância acumuladora de calor no tanque, substituindo a água (que é uma substância comumente utilizada), baseia-se no fato de que, apesar da densidade do NaCl sólido ser cerca de duas vezes maior do que a da água (2.163,75 kg/m<sup>3</sup> e 998,20 kg/m<sup>3</sup> respectivamente, a 25 °C), o calor específico a pressão constante do NaCl sólido é cerca de cinco vezes menor do que o da água (849,80 J/(kg·K) e 4.182,74 J/(kg·K) respectivamente, a 25 °C), o que gera uma relação de demanda de energia para a elevação da temperatura ( $c_p \cdot \rho$ ), para um mesmo volume, 56% menor para o NaCl sólido (Tabela 3).

Tabela 3 – Comparação entre a relação  $c_p \cdot \rho$  do NaCl sólido e da água

Substância	Densidade ( $\rho$ ) kg/m <sup>3</sup> a 25 °C	Calor específico a pressão constante ( $c_p$ ) J/(kg·K) a 25 °C	$c_p \cdot \rho$ kJ/(m <sup>3</sup> ·K) a 25 °C
NaCl sólido	2.163,75	849,80	1.838,75
Água	998,20	4.182,74	4.175,21

Fonte: Autoria própria

Ou seja, o produto  $c_p \cdot \rho$  demonstra que, para um mesmo volume, o NaCl sólido demanda menos energia em relação a água para alcançar uma certa temperatura. Ou ainda é válido dizer que o NaCl sólido alcança maiores temperaturas em relação a água para uma mesma quantidade de energia fornecida a um mesmo volume.

A utilização do NaCl sólido como substância armazenadora de calor possui algumas vantagens, como a durabilidade, já que o NaCl sólido, ou mesmo soluções salinas hiperconcentradas, inibem o crescimento de microrganismos, o que aumenta a autonomia de uso do sistema (a utilização de água, por exemplo, exige uma troca frequente). Além disso, por ser um sólido higroscópico, absorve facilmente a umidade do ambiente, o que facilita a sua compactação no tanque, evitando o surgimento de bolsões de ar em volta do trocador de calor, o que prejudicaria a transferência de calor por condução.

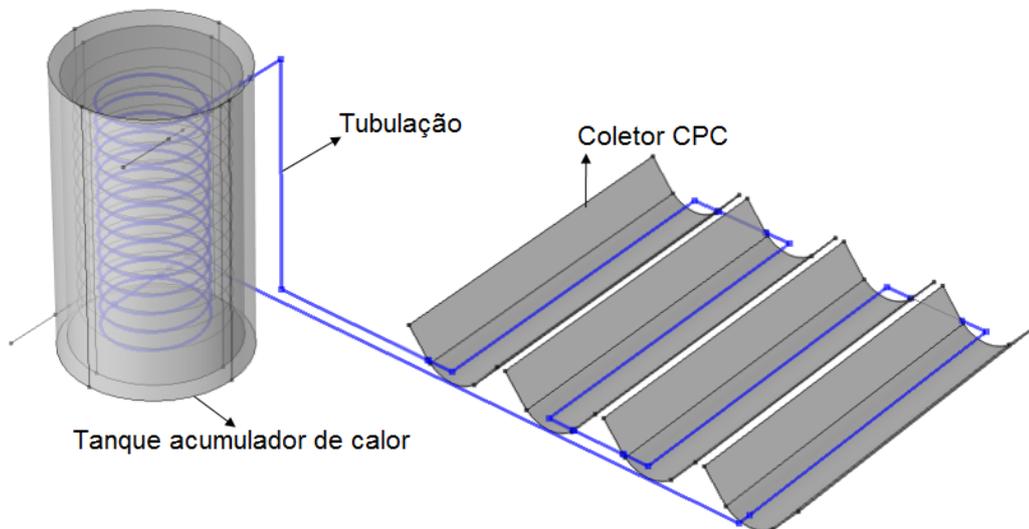
Porém existem fatores que influenciam negativamente o desempenho do NaCl sólido como substância acumuladora de calor: além do maior custo em relação ao uso de líquidos (como a água), a transferência de calor no NaCl sólido ocorre basicamente pelo mecanismo de condução (naturalmente, por ser um sólido), o que torna a distribuição

do calor no tanque mais lenta e não uniforme, com áreas muito mais quentes em torno superfície de contato entre o NaCl sólido e a serpentina (por onde circula o fluido de trabalho aquecido), o que aumenta a resistividade térmica local e prejudica a transferência de calor. Isso leva a uma menor estratificação da temperatura do tanque, o que reduz a eficiência dos trocadores de calor, e, conseqüentemente, do coletor (VELRAJ, 2016).

Já a água, por estar em seu estado líquido, distribui mais uniformemente o calor proveniente do aquecimento da serpentina através do surgimento de correntes de convecção, reduzindo a resistividade térmica na superfície de contato entre a serpentina e a água. Com isso, a estratificação da temperatura da água no tanque tende a possuir uma distribuição mais uniforme se comparada a distribuição no NaCl sólido. Além disso, uma má compactação do NaCl sólido no tanque pode formar bolsas de ar entre a superfície de contato da serpentina e o NaCl sólido, prejudicando a transferência de calor (o que não ocorre com a água).

A Figura 18 apresenta o modelo de simulação criado no software COMSOL Multiphysics® para o sistema auxiliar. A malha de simulação possui 74.683 elementos de domínio (Apêndice C). As características do modelo de simulação criado são apresentadas no Quadro 3.

Figura 18 – Modelo de simulação criado no COMSOL Multiphysics® para o sistema auxiliar



Fonte: Autoria própria

Quadro 3 – Características do modelo de simulação adotado para o sistema auxiliar

Componente	Características
Tanque	Tanque cilíndrico de polipropileno (PP), com 6,00 mm de espessura da parede, 1,45 m de altura interna e 0,80 m de diâmetro interno, totalizando um volume de cerca de 729 l. Subtraindo o volume das serpentinas internas, a capacidade de trabalho do tanque é de cerca de 705 l (ou 1525,44 kg de NaCl sólido).
Tubulação	Existem duas serpentinas circulares que compõem o sistema: uma serpentina de 0,50 m de diâmetro e 19,67 m de comprimento linear (para o fluido de trabalho) e outra com 0,70 m de diâmetro e 27,52 m de comprimento linear (para aquecimento do ar). Ambas as serpentinas são feitas em alumínio, compostas por 12,5 voltas, com passo de 0,10 m, e uma tubulação de 1,00 in (25,4 mm) de diâmetro externo, com parede do tubo de 1,00 mm de espessura. O restante da tubulação, que conecta o tanque aos coletores solares, possui mesmo diâmetro e espessura das serpentinas, e um comprimento linear de 8,21 m. Ao todo são 55,40 m de tubulação no sistema.
Fluido de trabalho	Foram testados óleo térmico e água como fluido de trabalho. O volume total de fluido em todo o sistema é de 15,09 l, sendo 8,46 l somente na serpentina.
Isolamento térmico	O tanque possui isolamento térmico feito em resina de alta densidade e fibra de vidro (condutividade térmica de 0,06 W/(m·K), fornecido pela Owens Corning®), com 2,00 in de espessura, assim como a tubulação que conecta o tanque aos coletores, que possui o mesmo tipo de isolamento, mas com 1,00 in de espessura.
Coletor CPC	Foram adotados 4 coletores CPC de 1,80 m cada, utilizando os tubos a vácuo de 1.800 mm, totalizando o uso de 7,20 m de coletor.

Fonte: Autoria própria

## 5.2 Considerações da formulação fluidodinâmica

A simulação da dinâmica de escoamento do fluido de trabalho na tubulação do sistema auxiliar é realizada pelo software COMSOL Multiphysics® através do módulo *Pipe Flow Interface*, calculando a pressão e a velocidade do fluido através da resolução das equações de *Momentum* e *Continuidade*.

A Equação do *Momentum* é dada por (COMSOL, 2017):

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} = -\nabla p - f_D \frac{\rho}{2d_h} \mathbf{u} |\mathbf{u}| + \mathbf{F} \quad (23)$$

sendo  $\mathbf{u}$  a velocidade média do fluido na seção transversal do tubo (m/s),  $\rho$  é a densidade do fluido (kg/m<sup>3</sup>),  $p$  é a pressão (Pa),  $f_D$  é o fator de atrito de Darcy (adimensional),  $d_h$

é o diâmetro hidráulico (m), e  $F$  é a força de volume ( $N/m^3$ ). O diâmetro hidráulico é dado por:

$$d_h = \frac{4A}{Z} \quad (24)$$

onde  $A$  é a área da seção transversal do tubo ( $m^2$ ), e  $Z$  o seu perímetro molhado (m), que consiste no perímetro da seção transversal do tubo que está em contato com o fluido.

O segundo termo do lado direito da Equação 23 representa a queda de pressão devido ao cisalhamento viscoso (COMSOL, 2017). A Equação do *Momentum* decorre da Segunda Lei de Newton, e estabelece que o somatório de todas as forças externas que agem sobre o fluido deve ser igual à taxa de variação do seu *momentum* no tempo (FOX et al., 2014).

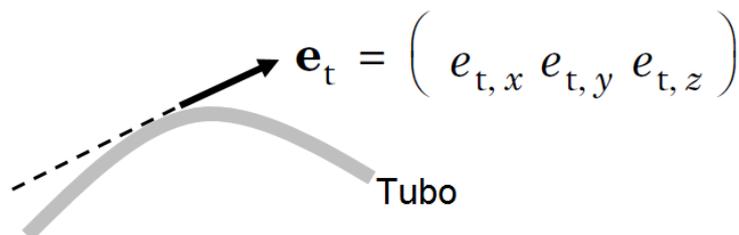
A Equação da Continuidade é dada por (COMSOL, 2017):

$$\frac{\partial A\rho}{\partial t} + \nabla \cdot (A\rho\mathbf{u}) = 0 \quad (25)$$

onde o primeiro termo da Equação 25 representa a taxa de variação da massa dentro de um volume de controle diferencial, e o segundo termo representa a taxa líquida de fluxo de massa através da superfície do controle diferencial, em coordenadas retangulares (COMSOL, 2017). O somatório líquido destas taxas é igual a zero, e, como a Equação da Continuidade decorre do princípio da conservação de massa no escoamento de um fluido, em outras palavras isso significa que a taxa de aumento da massa no volume de controle é consequência do fluxo líquido de entrada de massa através da superfície de controle (FOX et al., 2014).

$F$  e  $u$  são grandezas vetoriais, sendo  $F$  a força de volume causada pela força peso que surge quando o fluido está sobre a ação do campo gravitacional, e  $u$  velocidade média fluido na seção transversal do tubo. Para determinar a direção de escoamento do fluido no tubo, define-se  $e_t$  como um vetor unitário tangente ao eixo longitudinal do tubo (Figura 19).

Figura 19 – Vetor unitário tangente ao eixo longitudinal do tubo



Fonte: Autoria própria

Além disso, considerando que:

- o perfil de velocidade é totalmente desenvolvido na tubulação;
- a área da seção transversal pode mudar entre os segmentos do tubo;
- funções empíricas descrevem a queda de pressão viscosa, tanto em regimes de fluxo turbulento quanto laminar;
- uma curvatura na tubulação gera uma perda de pressão insignificante em comparação com o atrito da parede do tubo;
- choques são desconsiderados;
- todos os componentes de velocidade normais ao eixo do tubo são assumidos como nulos.

a Equação do *Momentum* pode ser reescrita como (COMSOL, 2017):

$$\mathbf{e}_t \cdot \left[ \rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} = -\nabla p - f_D \frac{\rho}{2d_h} \mathbf{u} |\mathbf{u}| + \mathbf{F} \right] \quad (26)$$

Além disso, é definida a velocidade tangencial ao eixo longitudinal do tubo,  $u$  (m/s), escrita como:

$$\mathbf{u} = u \cdot \mathbf{e}_t \quad (27)$$

uma grandeza escalar que representa a magnitude da velocidade do fluido. O módulo *Pipe Flow Interface* do COMSOL Multiphysics® resolve as equações do *Momentum* e *Continuidade* para a velocidade tangencial  $u$ .

A força de volume  $\mathbf{F}$  (N/m<sup>3</sup>), é proveniente da força peso que age no fluido, devido a ação da aceleração da gravidade,  $g$  (m/s<sup>2</sup>). Consequentemente,  $\mathbf{F}$  atua somente na componente  $z$  do sistema (paralela ao vetor do campo gravitacional), sendo definida como:

$$\mathbf{F} = \mathbf{F}_z = -\rho \cdot g \cdot \mathbf{e}_t \quad (28)$$

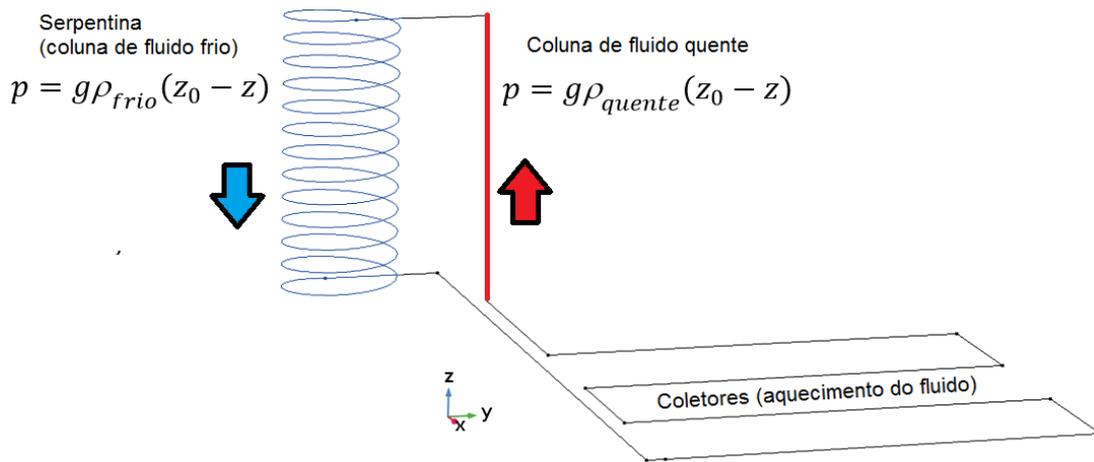
A contribuição da força de volume na pressão ( $p$ ) em um certo ponto do fluido, decorrente do peso da coluna de fluido acima desse ponto, é dada pela expressão:

$$p = \rho \cdot g \cdot (z_0 - z) \quad (29)$$

onde  $z_0$  é a altura de referência, em metros, da superfície livre do fluido, o seu nível mais alto (no modelo desenvolvido para o sistema auxiliar corresponde ao nível do topo da serpentina do tanque), e  $z$  é a altura do ponto em questão.

O efeito termossifão, que gera a circulação do fluido no sistema, ocorre devido a essa contribuição da Equação 29: quando o coletor aquece uma coluna de líquido, diminuído a sua densidade, a pressão ao longo dessa coluna é reduzida, criando uma diferença de pressão em relação a coluna de líquido não aquecido (que possui densidade maior), criando assim uma circulação natural do líquido no sistema (Figura 20).

Figura 20 – Variação da pressão na circulação de fluido no sistema (efeito termossifão)



Fonte: Autoria própria

O número adimensional de Reynolds ( $Re$ ) consiste na razão entre as forças de inércia e as forças viscosas de um fluido, sendo utilizado para avaliar a estabilidade de um escoamento entre laminar ( $Re < 2.000$ ), de transição ( $2.000 < Re < 2.300$ ) e turbulento ( $Re > 2.300$ ) (BERGMAN et al., 2014). O número de Reynolds pode ser definido como:

$$Re = \frac{\rho u d_h}{\mu} \quad (30)$$

sendo  $\rho$  a densidade do fluido ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ),  $u$  a velocidade média do fluido ( $\text{m}/\text{s}$ ),  $d_h$  o diâmetro hidráulico ( $\text{m}$ ) e  $\mu$  a viscosidade dinâmica do fluido ( $(\text{N}\cdot\text{s})/\text{m}^2$  ou  $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ).

O fator de atrito de Darcy ( $f_D$ ) é responsável pela queda contínua de pressão ao longo da tubulação, devido ao cisalhamento viscoso que ocorre no fluido, e é expresso como uma função do número adimensional de Reynolds ( $Re$ ), da rugosidade da superfície ( $e$ ), em metros, e pelo diâmetro hidráulico  $d_h$  (COMSOL, 2017):

$$f_D = f_D \left( Re, \frac{e}{d_h} \right)$$

Como a tubulação adotada é de tubos treilados, sua rugosidade interna é baixa ( $e = 0,0015 \times 10^{-3} \text{ m}$ ).

Segundo Tagle-Salazar et al. (2018), para fluidos monofásicos e newtonianos (nos quais a tensão de cisalhamento é diretamente proporcional à taxa de deformação), a

Equação de Churchill para o fator de atrito de Darcy pode ser usada para uma grande faixa do número de Reynolds (escoamentos laminar, de transição e turbulento) e uma grande gama da razão entre a rugosidade do tubo e o diâmetro hidráulico ( $e/d_h$ ):

$$f_D = 8 \left[ \left( \frac{8}{Re} \right)^{12} + (A + B)^{-1,5} \right]^{1/12} \quad (31)$$

onde:

$$A = \left[ -2,457 \ln \left( \left( \frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 (e/d_h) \right) \right]^{16}$$

$$B = \left( \frac{37,530}{Re} \right)^{16}$$

Os fluidos de trabalho testados (água e óleo térmico) são considerados newtonianos (FOX et al., 2014). O número de Reynolds ( $Re$ ) para o escoamento do fluido no sistema auxiliar proposto, devido ao efeito termossifão, pode ser estimado adotando o fluido como água, uma velocidade média de escoamento de 0,04 m/s, um diâmetro hidráulico de 0,0234 m, e, para uma temperatura da água de 50 °C, a densidade é de 989,14 kg/m<sup>3</sup>, e a viscosidade dinâmica é de  $0,547 \times 10^{-3}$  Pa·s:

$$Re = \frac{989,14 \cdot 0,04 \cdot 0,0234}{0,547 \times 10^{-3}} = 1.692,57 \quad (32)$$

caracterizando um regime de escoamento laminar ( $Re < 2.000$ ). Para escoamentos laminares, o fator de atrito de Darcy ( $f_D$ ) é independente da rugosidade da superfície interna do tubo, e pode ser calculado pela fórmula de Stokes (COMSOL, 2017):

$$f_D = \frac{64}{Re} \quad (33)$$

Conexões na tubulação, como curvas, válvulas, junções T e Y, etc., causam uma resistência adicional ao fluxo, devido a efeitos turbulentos irreversíveis nestas conexões (FOX et al., 2014). Estas resistências dão origem a perdas de energia abruptas (concentradas) devido à turbulência nos pontos onde elas são adicionadas. Essa queda de pressão concentrada,  $\Delta p$ , pode ser calculada como (COMSOL, 2017):

$$\Delta p = \frac{1}{2} K_f \rho u^2 \quad (34)$$

onde os coeficientes de perda de carga ( $K_f$ ), adimensionais, são encontrados tabelados na literatura para cada tipo de conexão (FOX et al., 2014). Para curvas (joelhos) de 90°, como as encontradas no sistema proposto, o COMSOL Multiphysics® adota um valor de  $K_f$  igual a 0,9.

### 5.3 Considerações da formulação termodinâmica

Algumas propriedades físico-químicas dos materiais que compõem o sistema auxiliar alteram-se com a variação de temperatura. Para o fluido de trabalho, quatro propriedades dependentes da temperatura são utilizadas na simulação do sistema: a viscosidade dinâmica,  $\mu$ , (Pa·s); o calor específico a pressão constante,  $c_p$ , (J/(kg·K)); a densidade,  $\rho$ , (kg/m<sup>3</sup>); e a condutividade térmica,  $k$ , (W/(m·K)).

O COMSOL Multiphysics® utiliza algumas equações empíricas para calcular a variação das propriedades dos materiais em função da temperatura T, dada em Kelvin. Os coeficientes das equações empíricas possuem unidades tais que o resultado final é dado na unidade do Sistema Internacional (SI), para a propriedade correspondente.

Para o óleo térmico como fluido de trabalho, as seguintes equações empíricas são utilizadas durante a simulação:

$$\begin{aligned} \mu_{\text{óleo}} = & 91,4524999 - 1,33227058T + 0,00777680216T^2 - 2,27271368 \times 10^{-5}T^3 \\ & + 3,32419673 \times 10^{-8}T^4 - 1,94631023 \times 10^{-11}T^5 \end{aligned} \quad (35a)$$

$$c_{p\text{óleo}} = -13.408,1491 + 123,044152T - 0,335401786T^2 + 3,125 \times 10^{-4}T^3 \quad (35b)$$

$$\rho_{\text{óleo}} = 1.055,04607 - 0,581753034T - 6,40531689 \times 10^{-5}T^2 \quad (35c)$$

$$k_{\text{óleo}} = 0,134299084 - 8,04973822 \times 10^{-5}T \quad (35d)$$

para a água como fluido de trabalho, é utilizado o seguinte conjunto de equações empíricas ao longo da simulação:

$$\begin{aligned} \mu_{\text{água}} = & 1,3799566804 - 0,0212T + 1,3605 \times 10^{-4}T^2 - 4,6454 \times 10^{-7}T^3 \\ & + 8,9043 \times 10^{-10}T^4 - 9,0791 \times 10^{-13}T^5 + 3,8457 \times 10^{-16}T^6 \end{aligned} \quad (36a)$$

$$\begin{aligned} c_{p\text{água}} = & 12.010,1471 - 80,4072879T + 0,309866854T^2 - 5,3818684 \times 10^{-4}T^3 \\ & + 3,62536437 \times 10^{-7}T^4 \end{aligned} \quad (36b)$$

$$\rho_{\text{água}} = 838,466135 + 1,40050603T - 0,0030112376T^2 + 3,71822313 \times 10^{-7}T^3 \quad (36c)$$

$$\begin{aligned} k_{\text{água}} = & -0,869083936 + 0,00894880345T - 1,58366345 \times 10^{-5}T^2 \\ & + 7,97543259 \times 10^{-9}T^3 \end{aligned} \quad (36d)$$

onde T é a temperatura do fluido, em Kelvin. As equações 35c e 36c, que calculam a densidade do fluido de trabalho em função da sua temperatura, são as responsáveis pela variação da densidade entre as colunas de fluido quente e frio, que gera a diferença de pressão que leva ao surgimento da dinâmica do fluido (efeito termossifão), como apresentado na Figura 20.

Para o NaCl sólido contido no interior do tanque, para as paredes do tanque em polipropileno (PP) e para o isolamento térmico, são utilizadas equações empíricas, em função da temperatura, para o calor específico a pressão constante ( $c_p$ ) e para a

condutividade térmica ( $k$ ). Para o NaCl sólido:

$$c_{p_{\text{NaCl}}} = 768,8949 + 0,2713693T \quad (37a)$$

$$k_{\text{NaCl}} = 72,54656 - 0,5706516T + 0,001826028T^2 - 2,583809 \times 10^{-6}T^3 + 1,32036 \times 10^{-9}T^4 \quad (37b)$$

para o polipropileno (PP):

$$c_{p_{\text{PP}}} = 18.307,07 - 217,3419T + 1,012687T^2 - 0,002134645T^3 + 2,075175 \times 10^{-6}T^4 - 7,361643 \times 10^{-10}T^5 \quad (38a)$$

$$k_{\text{PP}} = -1,844683 + 0,01728236T - 5,595958 \times 10^{-5}T^2 + 8,080328 \times 10^{-8}T^3 - 4,317061 \times 10^{-11}T^4 \quad (38b)$$

para o isolamento térmico, fabricado em resina e fibra de vidro:

$$c_{p_{\text{isolamento}}} = -465,0692 + 3,855234T^1 - 0,01036564T^2 + 9,171562 \times 10^{-6}T^3 \quad (39a)$$

$$k_{\text{isolamento}} = -8,216562 + 0,06949307T - 1,927595 \times 10^{-4}T^2 + 1,76669 \times 10^{-7}T^3 \quad (39b)$$

para o ar, direcionado para a secagem dos grãos, as seguintes equações empíricas foram utilizadas:

$$\mu_{\text{ar}} = -8,38278 \times 10^{-7} + 8,35717342 \times 10^{-8}T - 7,69429583 \times 10^{-11}T^2 + 4,6437266 \times 10^{-14}T^3 - 1,06585607 \times 10^{-17}T^4 \quad (40a)$$

$$c_{p_{\text{ar}}} = 1047,63657 - 0,372589265T + 9,45304214 \times 10^{-4}T^2 - 6,02409443 \times 10^{-7}T^3 + 1,2858961 \times 10^{-10}T^4 \quad (40b)$$

$$\rho_{\text{ar}} = \frac{P_A}{287,058T} \quad (40c)$$

$$k_{\text{ar}} = -0,00227583562 + 1,15480022 \times 10^{-4}T - 7,90252856 \times 10^{-8}T^2 + 4,11702505 \times 10^{-11}T^3 - 7,43864331 \times 10^{-15}T^4 \quad (40d)$$

sendo  $T$  a temperatura do material, em Kelvin, e  $P_A$  a pressão absoluta, em Pa.

Para modelar matematicamente a transferência de calor do coletor solar CPC para o fluido de trabalho, o coletor pode ser simplificado como uma fonte de calor linear,  $q_L$ , que fornece energia ao longo da tubulação. Dividindo a potência real do coletor ( $Q_{\text{real}}$ ), dada pela Equação 17, pelo seu comprimento ( $L_c$ ) temos:

$$q_L = \frac{Q_{\text{real}}}{L_c} = \frac{Q_{\text{solar}}\eta_{\text{coletor}}}{L_c} \quad (41)$$

onde  $q_L$  é expresso em W/m, e  $\eta_{\text{coletor}}$  é a eficiência do coletor. Substituindo  $\eta_{\text{coletor}}$  na Equação 41 pela expressão da Equação 15:

$$q_L = \frac{Q_{\text{solar}} \left[ \rho_r \tau_t \alpha_t \gamma (\theta_L) - \frac{U_r}{I_{sn} C_{\text{coletor}}} (T_m - T_{\text{amb}}) \right]}{L_c} \quad (42)$$

A potência total dos 7,20 m de coletor utilizados ( $Q_{\text{total}}$ ), em Watts, é dada por:

$$Q_{\text{total}} = q_L \cdot (7,20) \quad (43)$$

As perdas de calor por convecção forçada na tubulação, causadas pelo vento, são calculadas utilizando o número de Nusselt ( $Nu$ ), que é adimensional e representa a relação entre o coeficiente de transferência de calor por convecção ( $h_c$ ) e condutividade térmica do fluido ( $k$ ):

$$Nu = \frac{h_c D}{k}$$

$$h_c = Nu \frac{k}{D} \quad (44)$$

onde  $D$  é o diâmetro do tubo, em metros, e  $k$  a condutividade térmica do fluido, em  $W/(m \cdot K)$ . Para a convecção forçada externa ao redor de um tubo, o número de Nusselt ( $Nu$ ) pode ser calculado utilizando a relação de Churchill e Bernstein (BERGMAN et al., 2014):

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} [1 + (Re/282.000)^{5/8}]^{4/5} \quad (45)$$

sendo  $Re$  o número adimensional de Reynolds, e  $Pr$  o número de Prandtl, que é adimensional e representa a razão entre a taxa de difusão viscosa (difusividade de *momentum*) e a taxa de difusão térmica de um fluido, definido como:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (46)$$

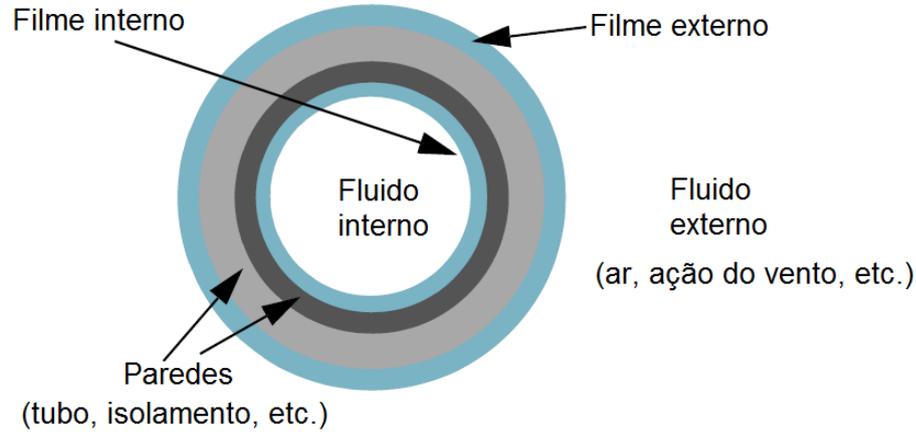
onde  $c_p$  é o calor específico a pressão constante ( $J/(kg \cdot K)$ ),  $\mu$  é viscosidade dinâmica ( $Pa \cdot s$ ), e  $k$  a condutividade térmica do fluido ( $W/(m \cdot K)$ ).

Para simular a troca de calor entre a tubulação e o material contido no tanque, e simular as perdas de calor da tubulação para o ambiente, o módulo *Pipe Flow* do COMSOL Multiphysics® divide a tubulação em três partes: o filme interno, formado pelo filme do fluido que circula internamente ao tubo; a parede, que, além da parede do tubo, pode incluir a parede do isolamento térmico ao redor do tubo; e o filme externo, formado por algum fluido que escoar através da parede mais externa. A Figura 21 apresenta a seção transversal de um tubo com essas divisões.

Como exemplo, na serpentina que troca calor com o tanque, o filme interno é formado pelo fluido de trabalho que circula na serpentina, a parede é a parede de alumínio do tubo, e, como o NaCl no tanque é um sólido, não há filme externo. Já nas tubulações externas ao tanque, o filme interno é formado também pelo fluido de

trabalho, porém existem duas paredes: a do tubo de alumínio e a do isolamento térmico, e o filme externo é formado pelo ar ambiente, devido a ação do vento na tubulação.

Figura 21 – Seção transversal de um tubo e suas subdivisões no módulo *Pipe Flow*



Fonte: Adaptado de COMSOL (2017)

A transferência de calor radial da parede mais externa do tubo para a sua vizinhança ( $Q_{\text{wall}}$ ), dada em W/m, é calculada pela seguinte equação:

$$Q_{\text{wall}} = (hZ)_{\text{eff}} (T_{\text{ext}} - T) \quad (47)$$

onde  $(hZ)_{\text{eff}}$  é a multiplicação entre o valor efetivo do coeficiente de transferência de calor,  $h_{\text{eff}}$ , em W/(m<sup>2</sup>·K), e o perímetro do tubo,  $Z$ , em metros.  $T_{\text{ext}}$  é a temperatura externa, e  $T$  a temperatura do fluido que circula internamente ao tubo, ambas em Kelvin. Um valor negativo de  $Q_{\text{wall}}$  significa que o calor flui da tubulação para a vizinhança, significando que a temperatura externa ( $T_{\text{ext}}$ ) é menor que a temperatura do fluido ( $T$ ).

$(hZ)_{\text{eff}}$  depende das propriedades dos fluidos interno e externo ao tubo e ao número de paredes da tubulação, e suas composições. A Equação 48 pode ser utilizada para calcular o valor de  $(hZ)_{\text{eff}}$ , sendo válida somente para tubos circulares (como os utilizados no sistema auxiliar):

$$(hZ)_{\text{eff}} = \frac{2\pi}{\frac{1}{r_0 h_{\text{int}}} + \frac{1}{r_N h_{\text{ext}}} + \sum_{n=1}^N \left[ \frac{\ln\left(\frac{r_n}{r_{n-1}}\right)}{k_n} \right]} \quad (48)$$

onde:  $r_0$  é o raio interno do tubo (distância radial, em metros, entre o eixo central da tubulação e o fim do filme interno);  $r_n$  é o raio externo da parede de número  $n$  ( $r_1$  até  $r_N$ ), sendo a distância radial, em metros, entre o eixo central da tubulação e o fim da parede  $n$ ;  $h_{\text{int}}$  e  $h_{\text{ext}}$ , são, respectivamente, os coeficientes de transferência de calor do filme interno e externo da tubulação, em W/(m<sup>2</sup>·K), e dependem do fluido que a circula

internamente e externamente; e  $k_n$  é a condutividade térmica do material que compõe a parede  $n$ , em  $W/(m \cdot K)$ .

Os coeficientes de transferência de calor do filme interno e externo da tubulação ( $h_{\text{int}}$  e  $h_{\text{ext}}$ ), podem ser calculados através da seguinte expressão:

$$h_{\text{film}} = Nu \frac{k}{d_h} \quad (49)$$

onde:  $h_{\text{film}}$  é o coeficiente de transferência de calor do filme em questão, em  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $Nu$  é o número adimensional de Nusselt;  $k$  é a condutividade térmica do fluido que forma o filme, em  $W/(m \cdot K)$ ; e  $d_h$  é o diâmetro hidráulico do tubo, calculado pela Equação 24. Para os filmes internos em escoamentos laminares através de tubos circulares, o número de Nusselt pode ser adotado como aproximadamente 3,66. Para filmes externos, como o formado pelo ar devido a ação do vento na tubulação, o número de Nusselt pode ser calculado através da relação de Churchill e Bernstein, apresentada na Equação 45.

## 6 Simulação do sistema auxiliar acumulador de calor

O comportamento do sistema auxiliar acumulador de calor pode ser dividido em duas etapas: o carregamento do sistema durante o dia (onde ocorre o aquecimento do tanque acumulador de calor a partir da energia solar coletada pelo CPC); e o seu descarregamento durante a noite (quando o calor acumulado é utilizado para aquecer uma corrente de ar que é direcionada para o secador vertical).

Concluídas as etapas de simulação do coletor solar e de criação do modelo computacional para o sistema auxiliar, duas simulações para o período de carregamento do sistema foram realizadas no COMSOL Multiphysics® com esse modelo: uma com um óleo térmico, utilizado para arrefecimento de transformadores, como fluido de trabalho; e a outra com a água como fluido de trabalho, afim de avaliar o desempenho de ambos os fluidos em sua dinâmica e transferência de calor. A Tabela 4 apresenta as propriedades dos fluidos testados, para a temperatura de 25 °C.

Tabela 4 – Propriedades dos fluidos de trabalho testados, para a temperatura de 25 °C

Propriedade do fluido a 25 °C	Óleo térmico	Água
Densidade ( $\rho$ ) [kg/m <sup>3</sup> ]	875,90	998,20
Viscosidade dinâmica ( $\mu$ ) [Pa·s]	$1,67 \times 10^{-2}$	$8,93 \times 10^{-4}$
Calor específico a pressão constante ( $c_p$ ) [J/(kg·K)]	1.744,80	4.182,70
Condutividade térmica ( $k$ ) [W/(m·K)]	0,1103	0,6026

Fonte: Autoria própria

A dinâmica de escoamento do fluido de trabalho no sistema ocorre através do efeito termossifão: a convecção natural causada pela variação da densidade do fluido devido ao seu aquecimento, onde a coluna de fluido quente (gerada após a passagem pelos coletores) é menos densa do que a coluna de fluido já resfriado (devido a passagem do fluido pelo trocador de calor no tanque), gerando o escoamento do fluido devido a diferença de pressão entre a entrada e a saída do sistema de coletores solares.

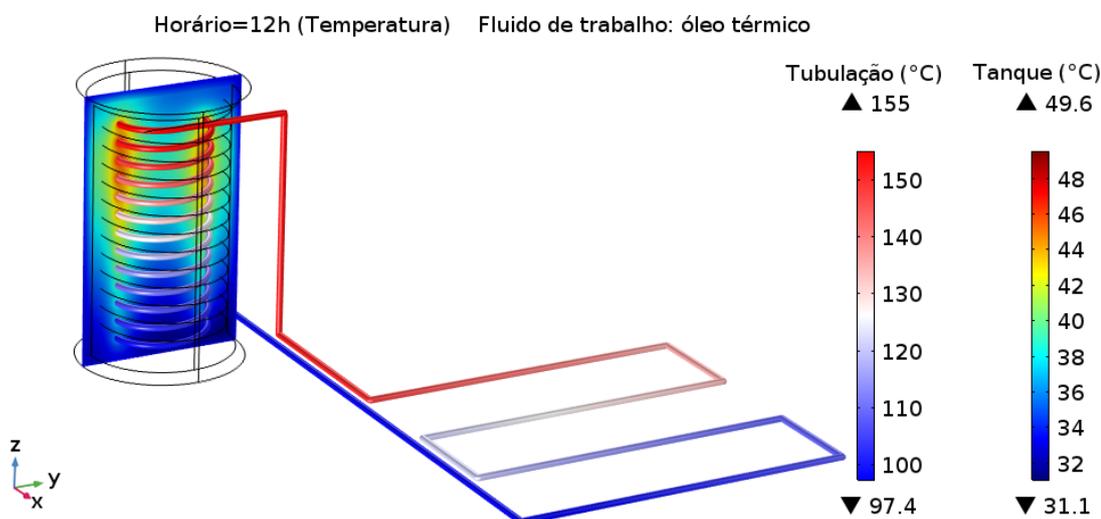
As densidades do óleo térmico ( $\rho_{\text{óleo}}$ ) e da água ( $\rho_{\text{água}}$ ) em função da temperatura, são calculadas, respectivamente, através das Equações 35c e 36c, durante a simulação. A pressão  $p$  exercida pelo peso da coluna de fluido de trabalho de densidade  $\rho$ , em um ponto de altura  $z$ , é calculada pela Equação 29.

## 6.1 Simulação 1: óleo térmico como fluido de trabalho e NaCl sólido como acumulador de calor

A primeira simulação do sistema auxiliar utilizou um óleo térmico como fluido de trabalho, a fim de determinar seu desempenho como transportador da energia térmica, fornecida pelo coletor solar, para o tanque acumulador de calor. As equações empíricas que determinam as propriedades do óleo térmico utilizado são apresentadas no conjunto de Equações 35, e os valores para a temperatura de 25 °C são apresentados na Tabela 4. O tempo de computação foi de 24 minutos.

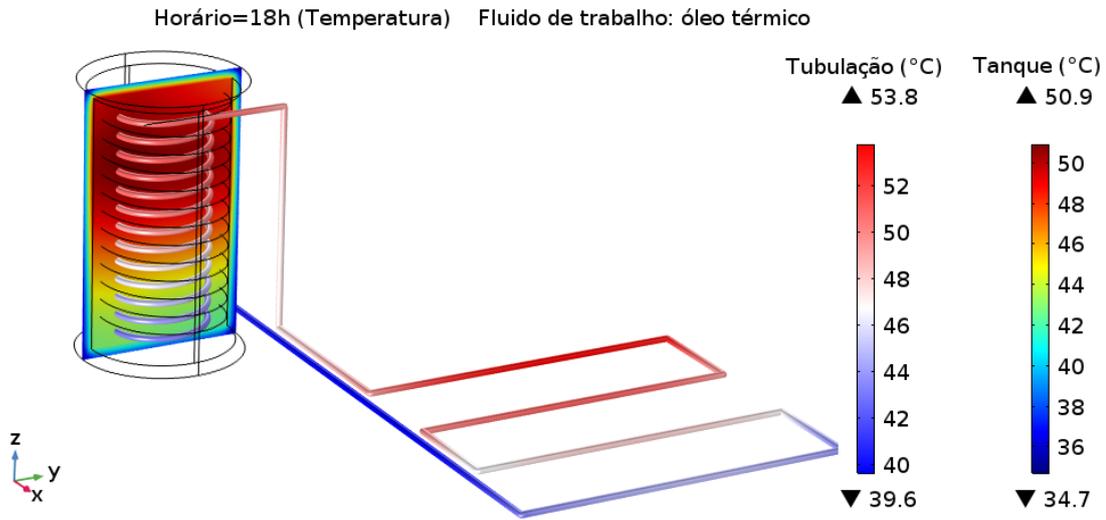
A primeira etapa da simulação consiste no aquecimento do tanque acumulador de calor. O fluido de trabalho é aquecido ao longo do dia pelos coletores solares e cede calor para o NaCl sólido contido no tanque. Essa primeira etapa é considerada a etapa de carregamento do sistema, que funciona como um armazenador térmico. O período simulado para a etapa de aquecimento do tanque inicia-se às 5:00h e vai até às 18:00h. As Figuras 22 e 23 apresentam, respectivamente, a temperatura do sistema auxiliar às 12:00h (pico solar) e às 18:00h (fim do carregamento).

Figura 22 – Temperatura do sistema auxiliar durante a simulação às 12:00h (pico solar), para o óleo térmico como fluido de trabalho



Fonte: Autoria própria

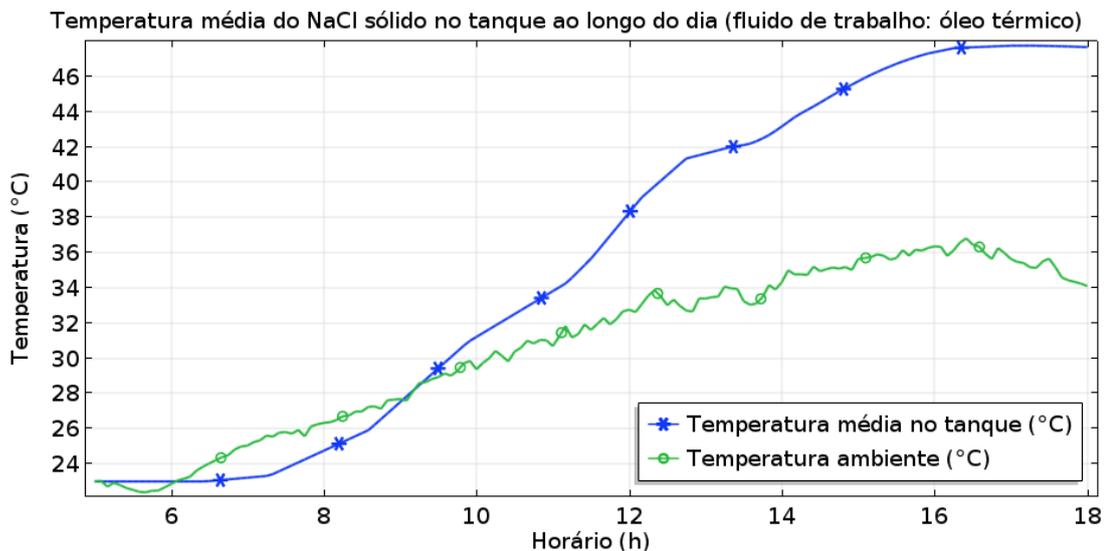
Figura 23 – Temperatura do sistema auxiliar durante a simulação às 18:00h (fim do carregamento), para o óleo térmico como fluido de trabalho



Fonte: Autoria própria

A Figura 24 apresenta um gráfico com a evolução da temperatura média do NaCl sólido contido no tanque ao longo do dia, para o óleo térmico como fluido de trabalho.

Figura 24 – Temperatura média do NaCl sólido contido no tanque ao longo do dia (fluido de trabalho: óleo térmico)

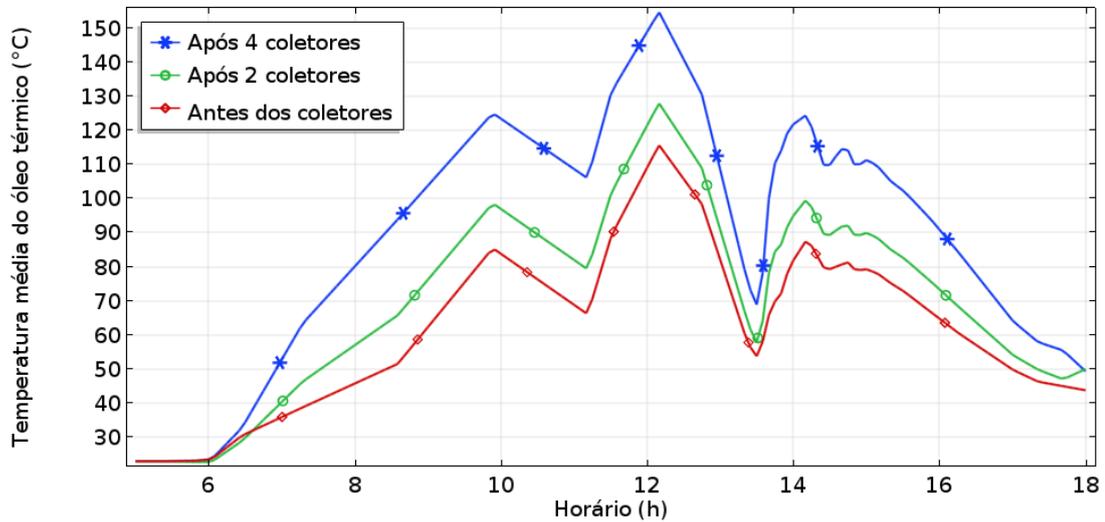


Fonte: Autoria própria

A Figura 25 apresenta a temperatura do óleo térmico ao longo do dia em diferentes pontos: na entrada do sistema de coletores; após passar por dois coletores; e na saída, após passar pelos quatro coletores. Mesmo com a diminuição da incidência solar

ao fim da tarde, parte do óleo se mantém aquecido devido ao calor cedido pelo tanque, e sua temperatura converge para a temperatura do tanque ao se aproximar das 18:00h.

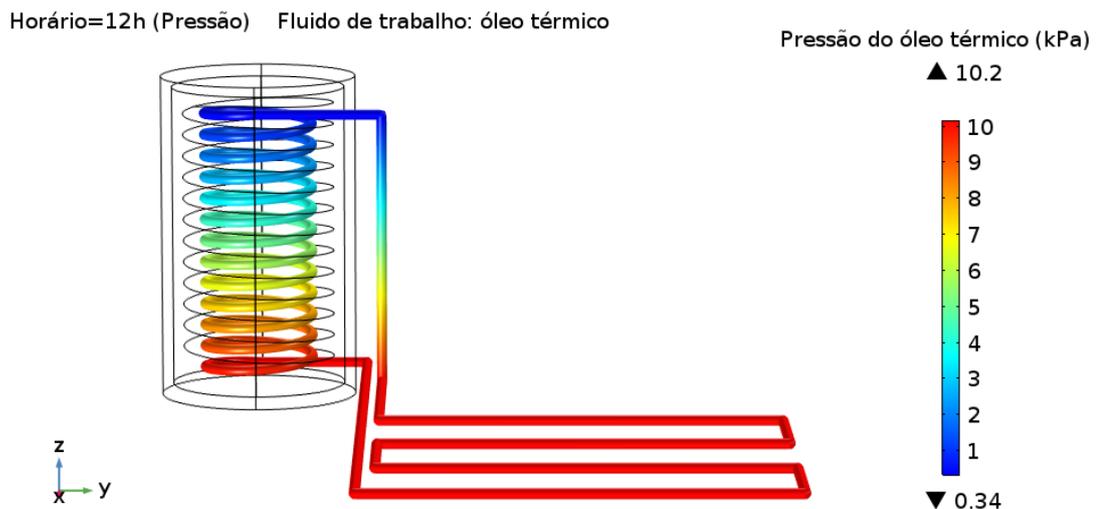
Figura 25 – Temperatura média do óleo térmico em diferentes pontos ao longo do dia



Fonte: Autoria própria

A Figura 26 traz a distribuição da pressão manométrica (pressão absoluta subtraída da pressão atmosférica) do óleo térmico ao longo da tubulação do sistema auxiliar no horário das 12:00h.

Figura 26 – Pressão manométrica do óleo térmico ao longo da tubulação do sistema auxiliar

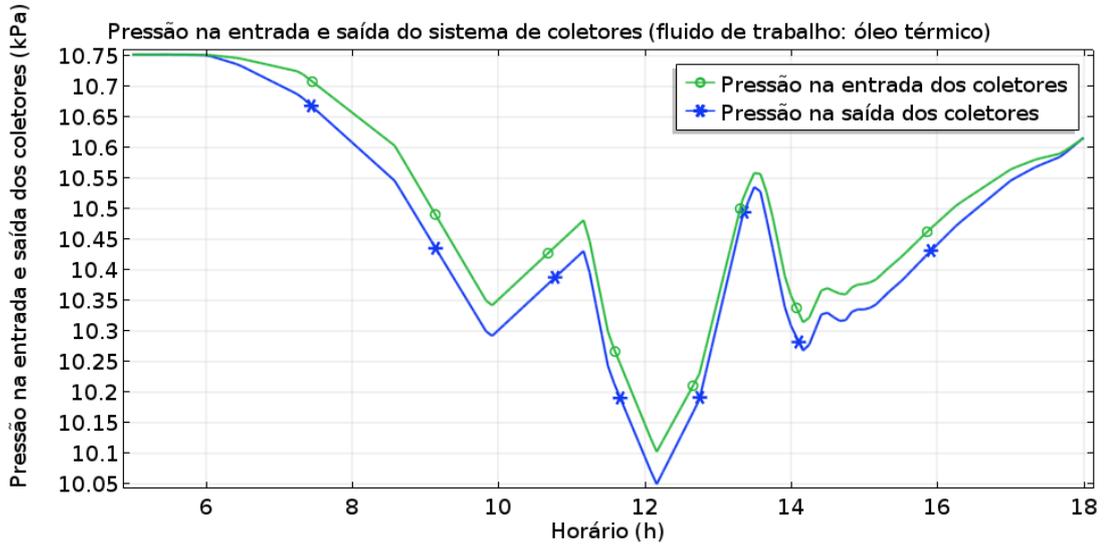


Fonte: Autoria própria

A pressão na entrada do sistema de coletores é exercida pela coluna de fluido frio, de maior densidade. Com a passagem do óleo térmico pelos coletores ocorre o seu

aquecimento, gerando uma redução da sua densidade, formando uma coluna de fluido quente que reduz a pressão na saída dos coletores, levando à sua dinâmica (Figura 27).

Figura 27 – Pressão manométrica do óleo térmico na entrada e saída do sistema de coletores



Fonte: Autoria própria

A Figura 28 apresenta a vazão volumétrica, em litros por minuto, e a velocidade média de escoamento do óleo térmico na tubulação ao longo do dia. As variações na dinâmica do óleo térmico são causadas pela variação da incidência solar nos coletores.

Figura 28 – Vazão volumétrica e velocidade média do óleo térmico na tubulação ao longo do dia

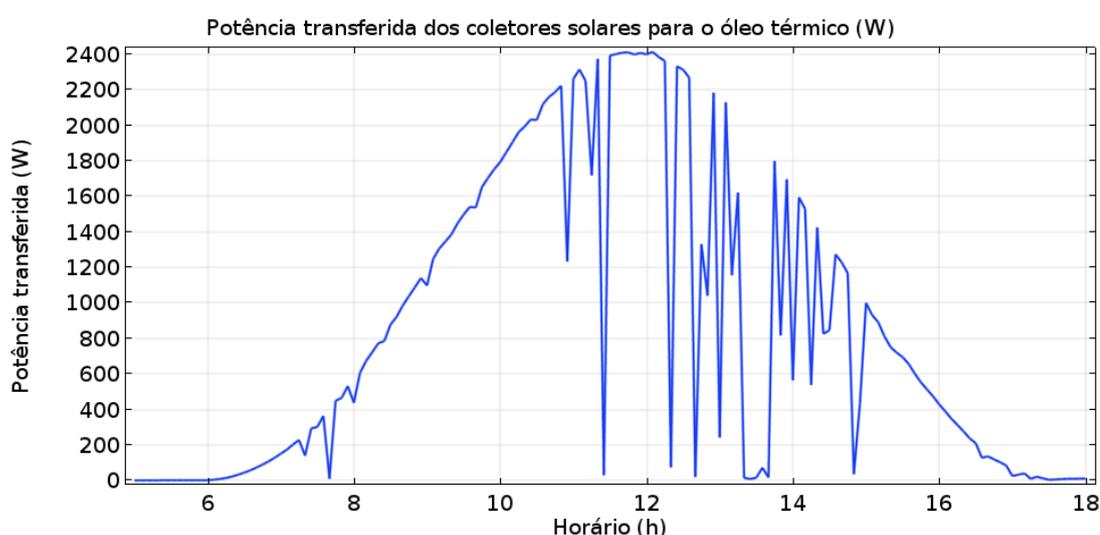


Fonte: Autoria própria

Antes do amanhecer, e após o fim da tarde, naturalmente a incidência solar é inexistente, e, conseqüentemente, não há dinâmica do fluido (com exceção do efeito de

inversão térmica, onde o tanque aquecido pode gerar pequenas correntes de convecção na tubulação, o que pode ser evitado com válvulas de retenção unidirecionais que impedem o retorno do fluido). Ao longo do dia, com o aquecimento do fluido, inicia-se a dinâmica, que é afetada pela temperatura ambiente, ação do vento (perdas convectivas de calor), e, principalmente pela variação da incidência solar nos coletores devido ao efeito de sombreamento de nuvens. Esse efeito de sombreamento fica mais evidente ao analisar a potência fornecida pelos coletores ao óleo térmico (Figura 29), onde as quedas abruptas de potência evidenciam um período de sombreamento.

Figura 29 – Potência fornecida pelo sistema de coletores solares ao óleo térmico ao longo do dia

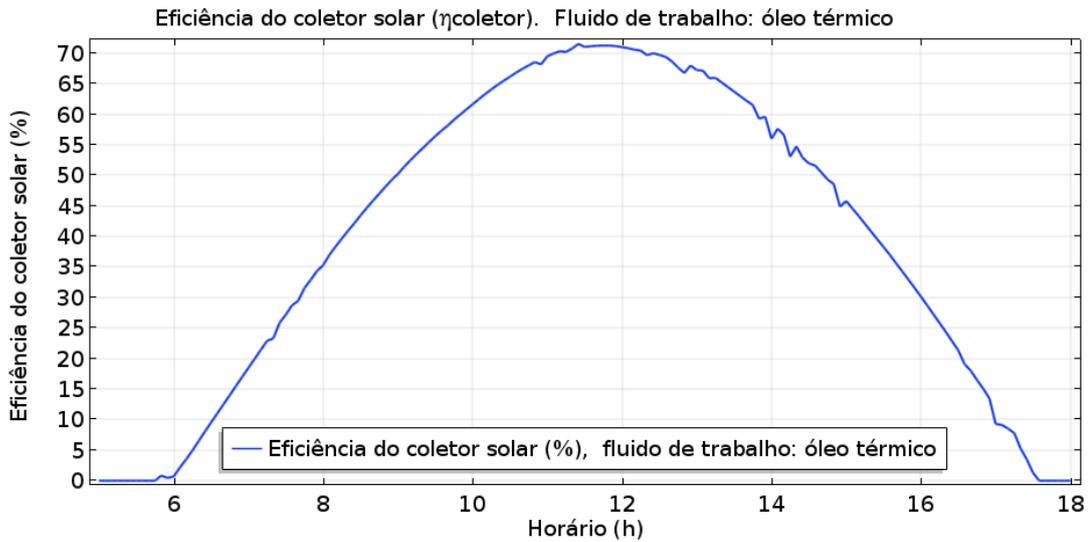


Fonte: Autoria própria

A eficiência de conversão da energia solar em energia térmica pelos coletores (calculada através da Equação 2) é uma medida importante para determinar o desempenho do sistema auxiliar. A Figura 30 apresenta a eficiência média dos coletores ao longo do dia, utilizando o óleo térmico como fluido de trabalho. A eficiência máxima alcançada foi de 71,51%.

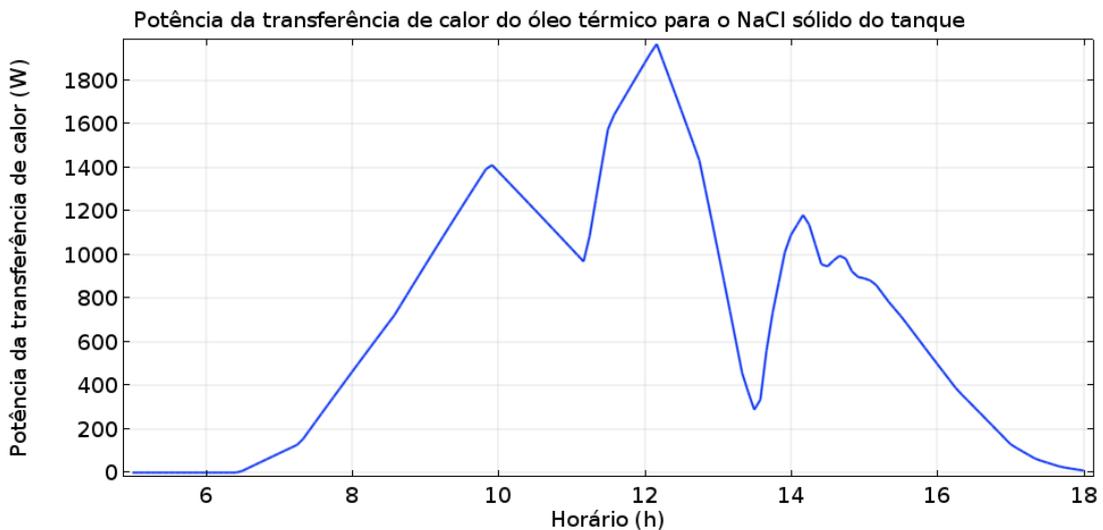
Após receber a energia térmica fornecida pelo sistema de coletores solares, o óleo térmico ascende até o topo da serpentina através do efeito termossifão, e então circula de forma descendente através da serpentina, cedendo o calor absorvido para o NaCl sólido contido no tanque. A Figura 31 traz a potência da transferência de calor do óleo térmico para o NaCl sólido ao longo do dia.

Figura 30 – Eficiência dos coletores solares ao longo do dia, utilizando o óleo térmico



Fonte: Autoria própria

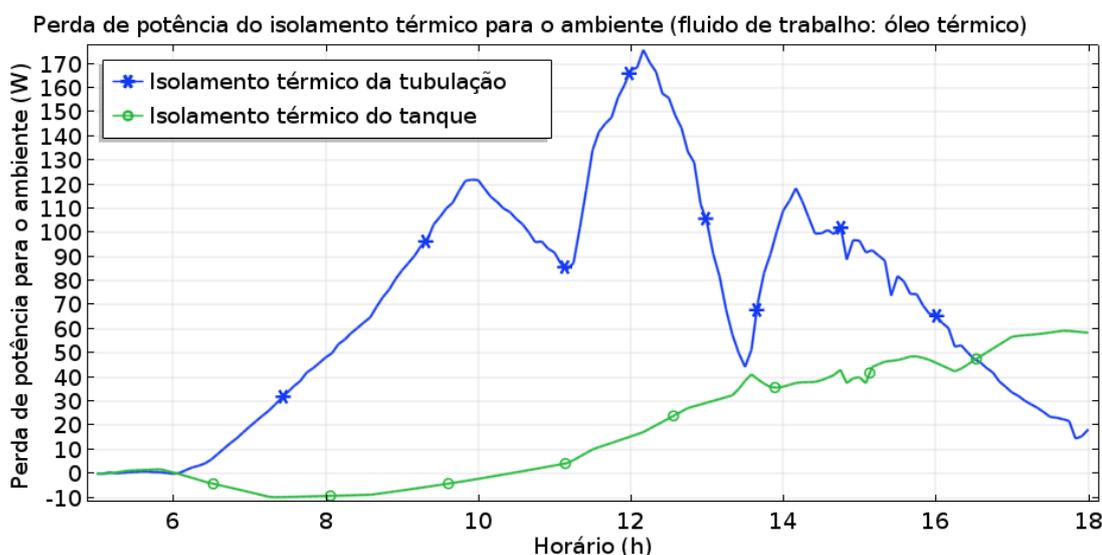
Figura 31 – Potência cedida pelo óleo térmico para o NaCl sólido ao longo do dia



Fonte: Autoria própria

O tanque acumulador de calor e a tubulação que o conecta aos coletores solares são revestidos por um isolamento térmico, com 2,00 in e 1,00 in de espessura, respectivamente, composto de resina de alta densidade e fibra de vidro. Porém, apesar de ser bastante eficiente na redução da perda de calor, o isolamento não é perfeito, ocorrendo perdas de calor para o ambiente. A Figura 32 apresenta as perdas de calor para o ambiente ao longo do dia.

Figura 32 – Perda de calor através do isolamento térmico do tanque e tubulação ao longo do dia (fluido de trabalho: óleo térmico)



Fonte: Autoria própria

No período compreendido entre 6:00h e 10:30h, o isolamento térmico do tanque ganha calor do ambiente (representado por valores negativos), já que a temperatura ambiente aumenta enquanto o tanque é aquecido lentamente (pois a dinâmica do óleo térmico ainda é lenta). Às 09:00h a temperatura interna do tanque passa a ser superior a temperatura ambiente (como visto na Figura 24), aquecendo aos poucos o isolamento térmico, que passa a perder calor para o ambiente a partir das 10:30h.

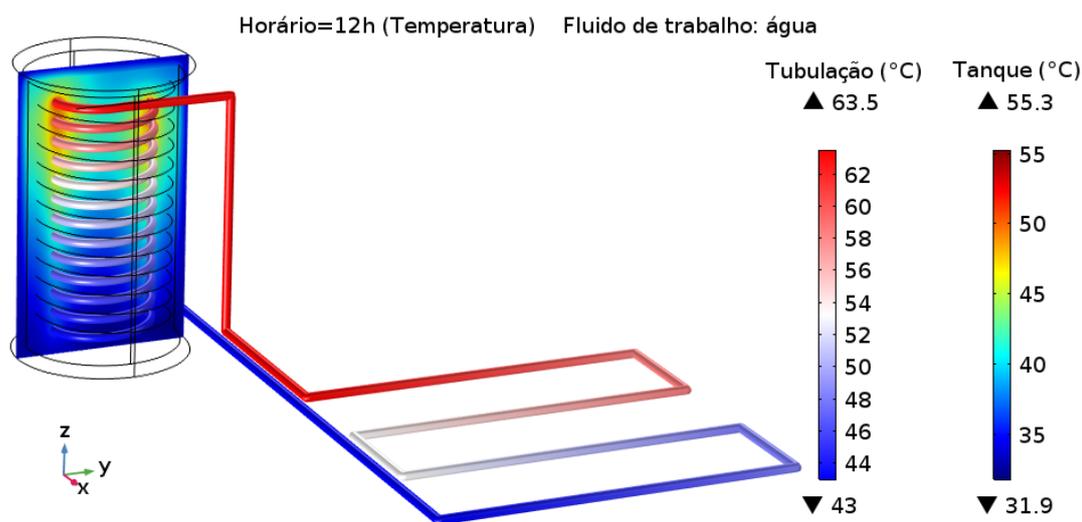
## 6.2 Simulação 2: água como fluido de trabalho e NaCl sólido como acumulador de calor

A segunda simulação do sistema auxiliar utilizou água como fluido de trabalho, a fim de determinar seu desempenho como transportadora da energia térmica fornecida pelo coletor solar.

As equações empíricas que determinam as propriedades físico-químicas da água que foram utilizadas na simulação são apresentadas no conjunto de Equações 36, e os valores para a temperatura de 25 °C são apresentados na Tabela 4. O tempo de computação foi de 17 minutos.

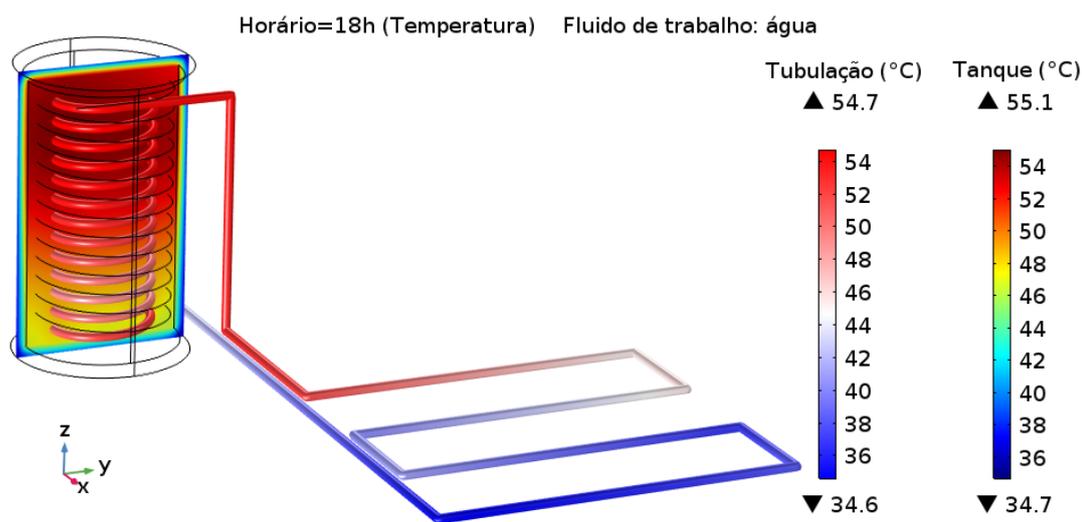
Assim como na simulação anterior para o óleo térmico, o período simulado para o aquecimento do tanque inicia-se às 5:00h e vai até às 18:00h. As Figuras 33 e 34 apresentam, respectivamente, o estado da simulação do sistema auxiliar em relação a temperatura às 12:00h (pico solar) e às 18:00h (fim do carregamento).

Figura 33 – Temperatura do sistema auxiliar durante a simulação às 12:00h (pico solar), para a água como fluido de trabalho



Fonte: Autoria própria

Figura 34 – Temperatura do sistema auxiliar durante a simulação às 18:00h (fim do carregamento), para a água como fluido de trabalho

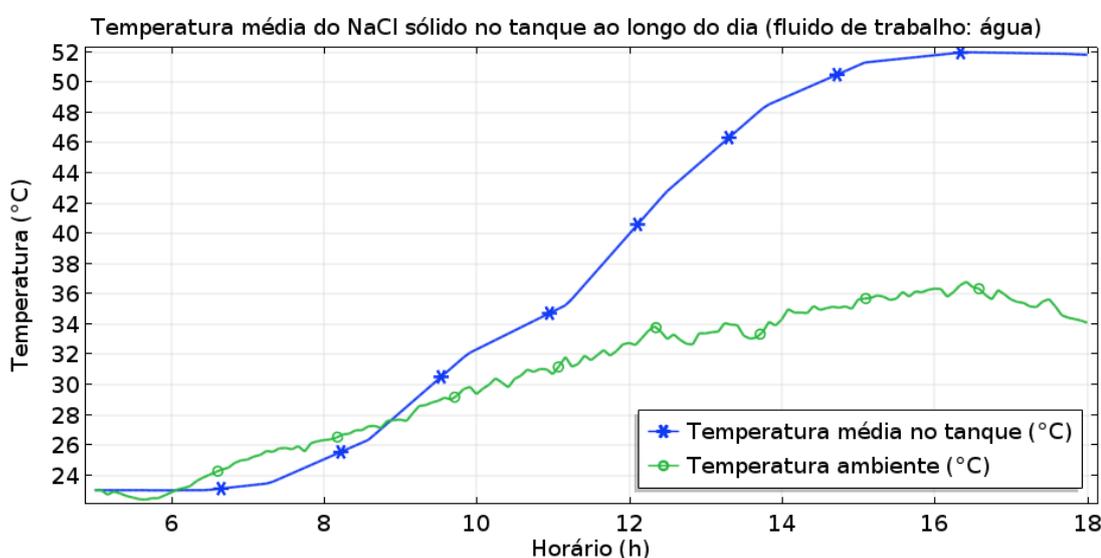


Fonte: Autoria própria

A Figura 35 apresenta um gráfico com a evolução da temperatura média do NaCl sólido contido no tanque ao longo do dia, para a água como fluido de trabalho.

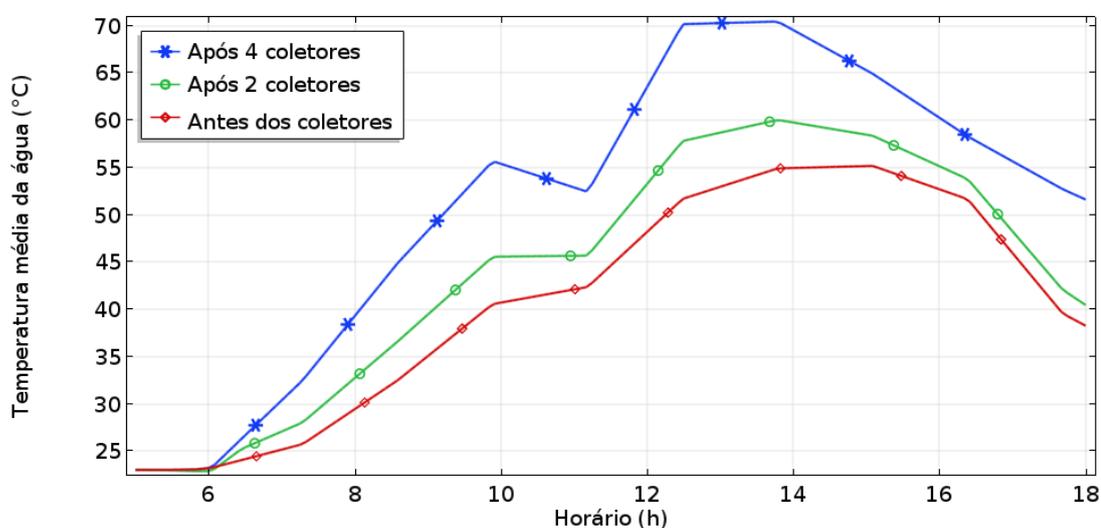
A Figura 36 apresenta a temperatura da água ao longo do dia em diferentes pontos: na entrada do sistema de coletores; após passar por dois coletores; e na saída, após passar pelos quatro coletores. Mesmo com a diminuição da incidência solar ao fim da tarde, parte da água se mantém aquecida devido ao calor cedido pelo tanque, e sua temperatura converge para a temperatura do tanque ao se aproximar das 18:00h.

Figura 35 – Temperatura média do NaCl sólido contido no tanque ao longo do dia (fluido de trabalho: água)



Fonte: Autoria própria

Figura 36 – Temperatura média da água em diferentes pontos ao longo do dia

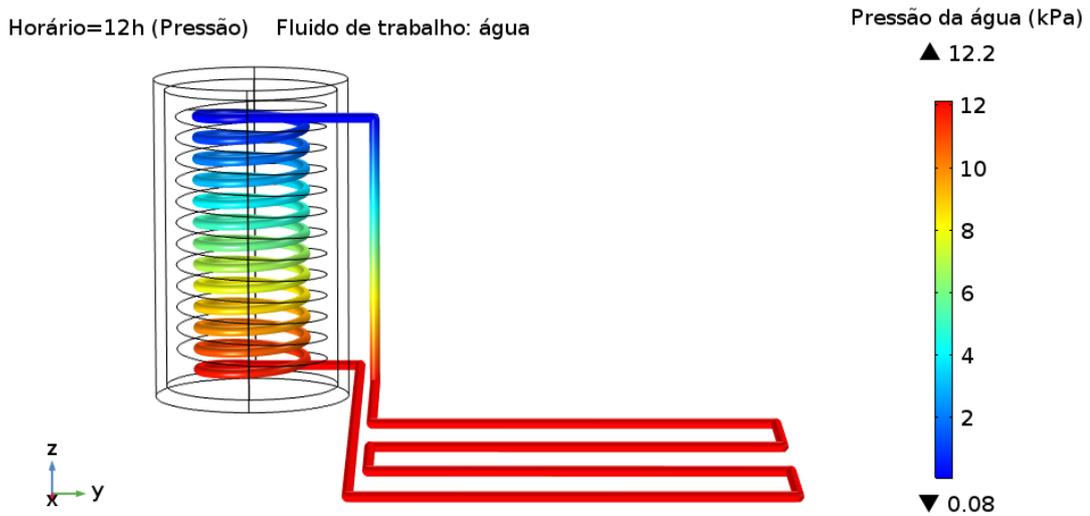


Fonte: Autoria própria

A Figura 37 traz a distribuição da pressão manométrica da água ao longo da tubulação do sistema auxiliar no horário das 12:00h.

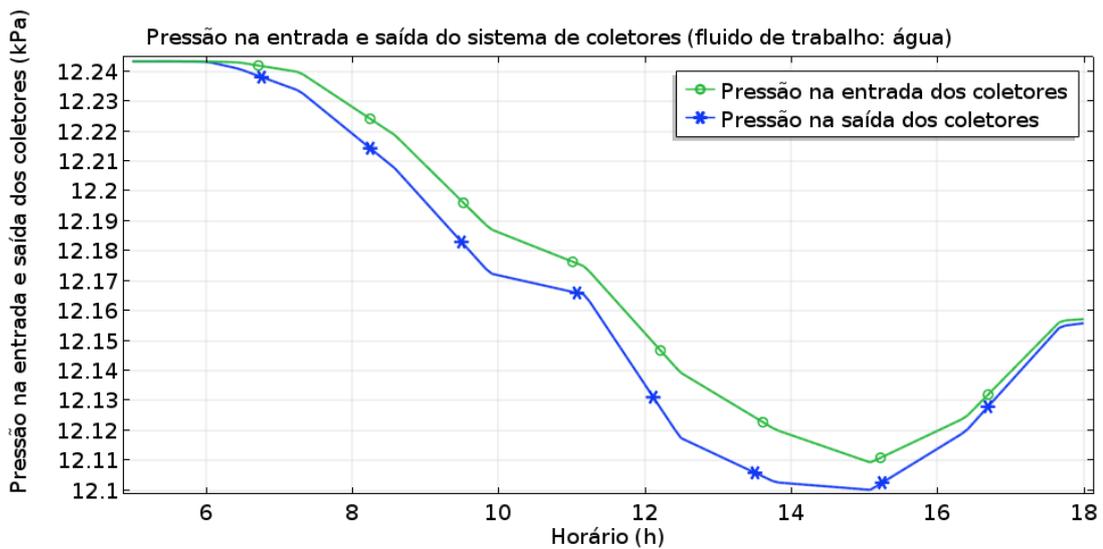
A diferença de pressão entre a entrada e a saída do sistema de coletores (responsável pela dinâmica do fluido de trabalho), causada pela variação da densidade da água devido ao seu aquecimento, é mostrada na Figura 38.

Figura 37 – Pressão manométrica da água ao longo da tubulação do sistema auxiliar



Fonte: Autoria própria

Figura 38 – Pressão manométrica da água na entrada e saída do sistema de coletores

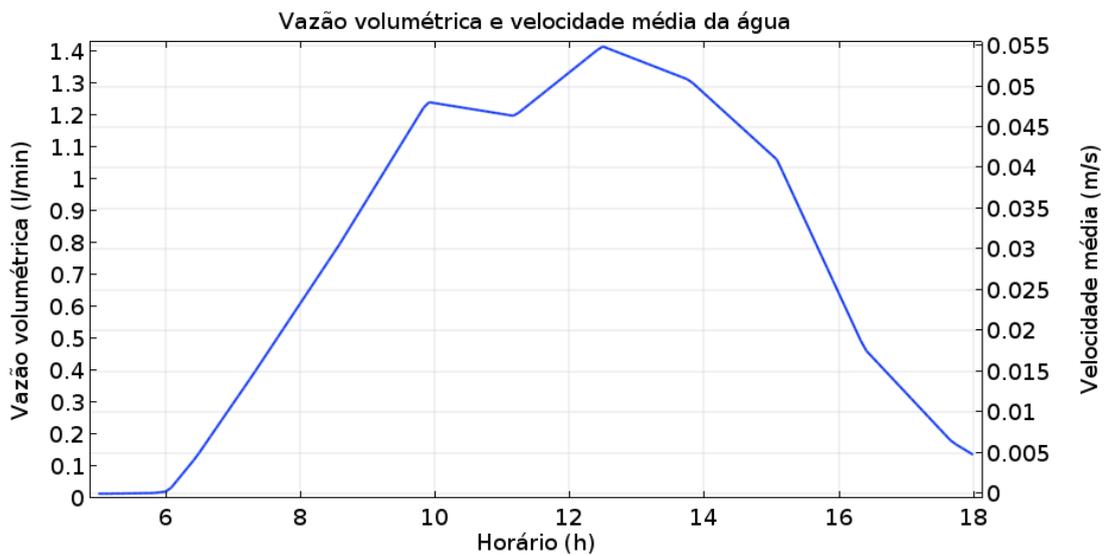


Fonte: Autoria própria

A Figura 39 apresenta a vazão volumétrica, em litros por minuto, e a velocidade média de escoamento da água na tubulação ao longo do dia. As variações na dinâmica da água são causadas pela variação da incidência solar nos coletores, tanto pelo movimento natural do Sol quanto pelo sombreamento por nuvens.

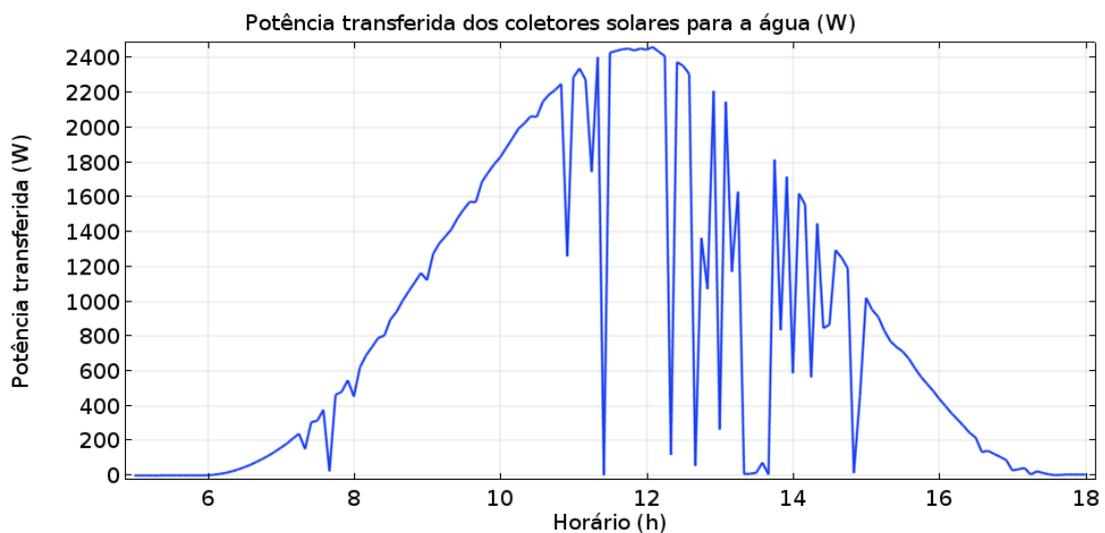
A potência fornecida a água pelo sistema de coletores solares ao longo do dia é apresentada na Figura 40. As quedas abruptas de potência evidenciam os períodos de sombreamento dos coletores por nuvens.

Figura 39 – Vazão volumétrica e velocidade média da água na tubulação ao longo do dia



Fonte: Autoria própria

Figura 40 – Potência fornecida a água pelo sistema de coletores ao longo do dia

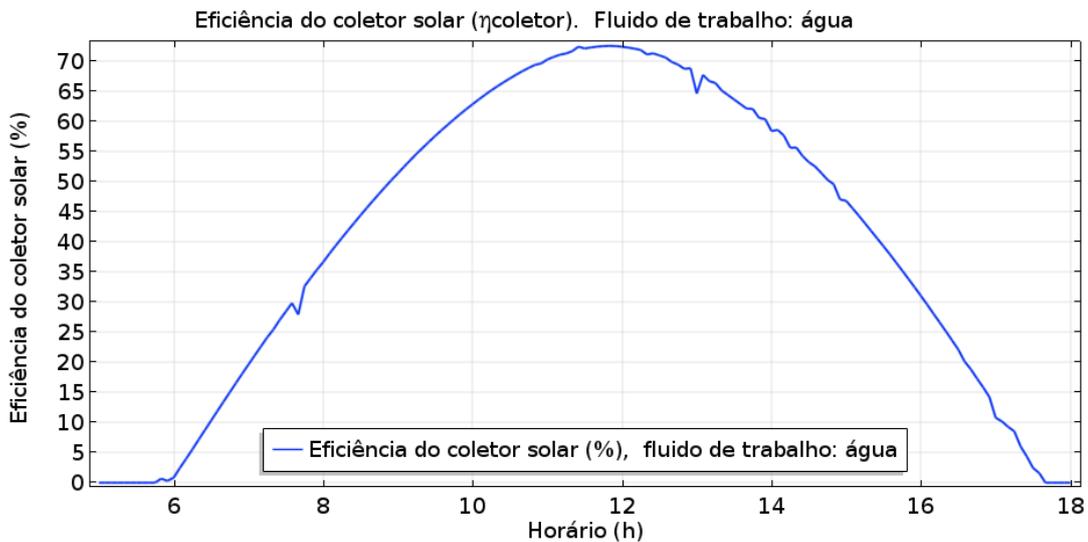


Fonte: Autoria própria

A Figura 41 apresenta a eficiência média dos coletores solares ao longo do dia, utilizando a água como fluido de trabalho. A eficiência máxima alcançada foi de 72,50%.

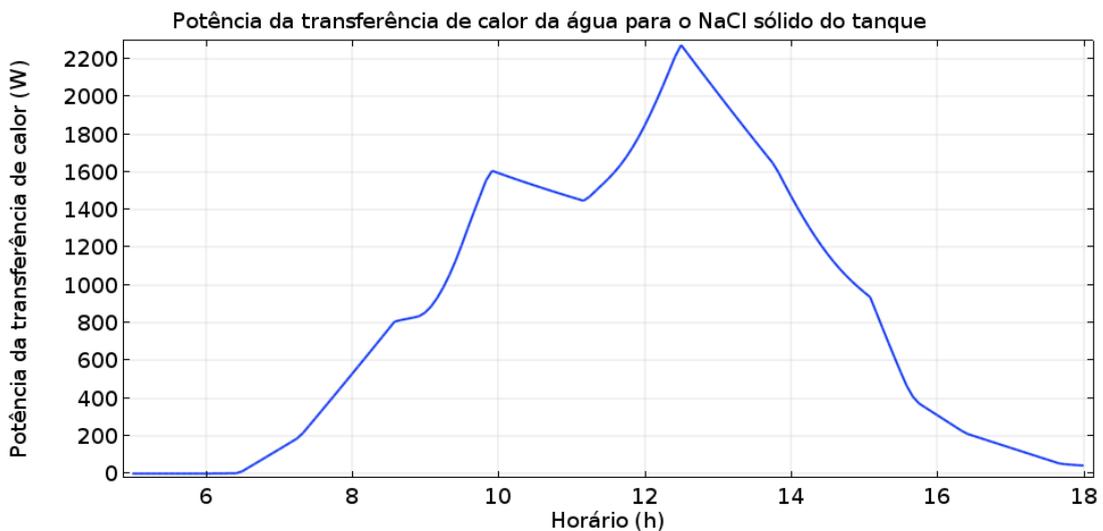
Após receber a energia térmica fornecida pelo sistema de coletores solares, a água ascende até o topo da serpentina através do efeito termossifão, e então circula de forma descendente através da serpentina, cedendo o calor absorvido para o NaCl sólido contido no tanque. A Figura 42 traz a potência da transferência de calor da água para o NaCl sólido ao longo do dia.

Figura 41 – Eficiência dos coletores solares ao longo do dia, utilizando água



Fonte: Autoria própria

Figura 42 – Potência cedida pela água para o NaCl sólido ao longo do dia

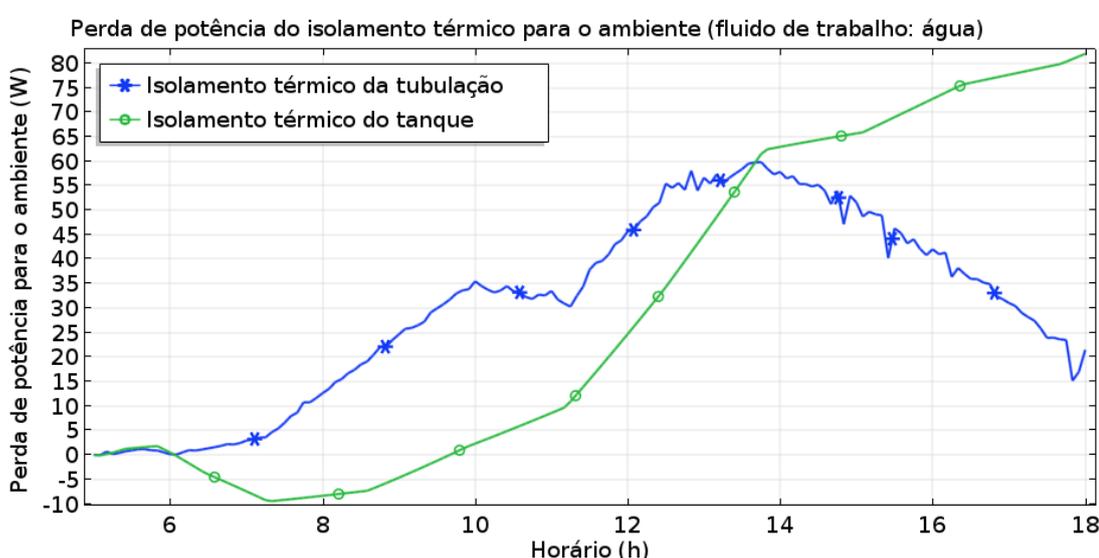


Fonte: Autoria própria

As perdas de calor para o ambiente através do isolamento térmico do tanque e da tubulação são apresentadas na Figura 43.

No período compreendido entre 6:00h e 9:40h, o isolamento térmico do tanque ganha calor do ambiente (representado por valores negativos), já que a temperatura ambiente aumenta enquanto o tanque é aquecido lentamente (pois a dinâmica da água ainda é lenta). Às 08:50h a temperatura interna do tanque passa a ser superior a temperatura ambiente (como visto na Figura 35), aquecendo aos poucos o isolamento térmico, que passa a perder calor para o ambiente a partir das 9:40h.

Figura 43 – Perda de calor através do isolamento térmico do tanque e tubulação ao longo do dia (fluido de trabalho: água)



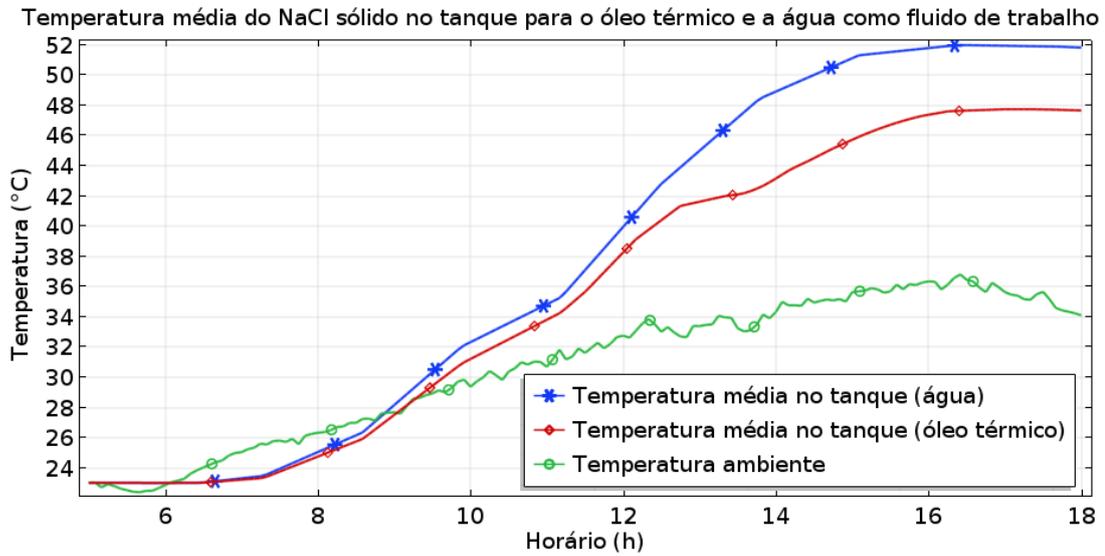
Fonte: Autoria própria

### 6.3 Comparação entre resultados do óleo térmico e da água como fluido de trabalho

A Figura 44 traz uma comparação entre o uso do óleo térmico e da água como fluido de trabalho, em relação a temperatura média do NaCl sólido contido no tanque acumulador de calor.

Ao final do dia, às 18:00h (fim do carregamento), o uso da água como fluido de trabalho obteve um melhor resultado, alcançando uma temperatura média do NaCl sólido de 51, 82 °C, 4, 15 °C maior do que a temperatura alcançada utilizando o óleo térmico (47, 67 °C). Resultado semelhante foi obtido por [Tzivanidis et al. \(2016\)](#), com a água obtendo um melhor desempenho como fluido de trabalho em relação a um óleo térmico.

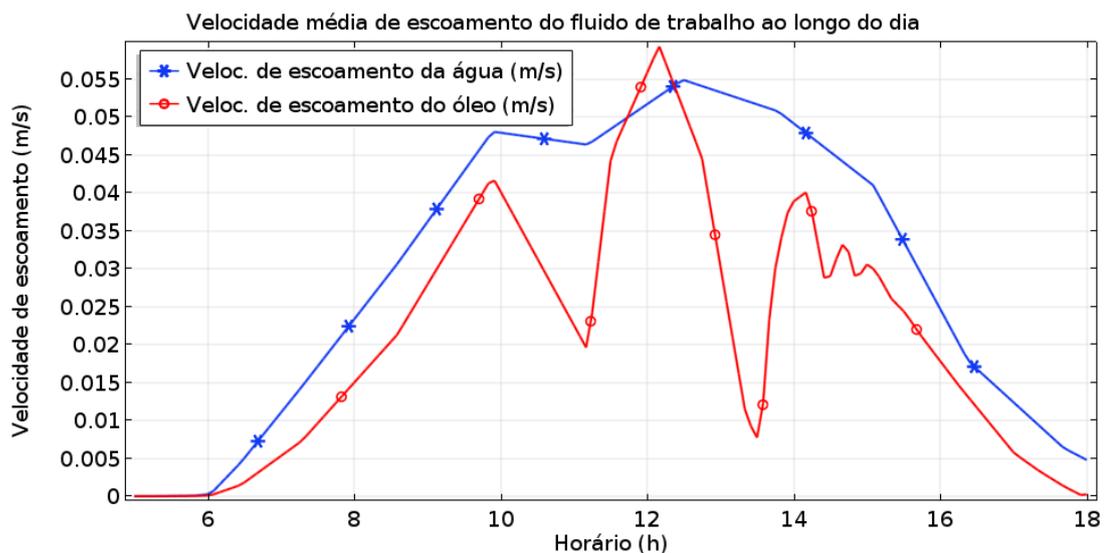
Figura 44 – Comparação entre o óleo térmico e a água como fluido de trabalho em relação a temperatura média do NaCl sólido no tanque



Fonte: Autoria própria

Comparando as velocidades de escoamento devido ao efeito termossifão (Figura 45), e as temperaturas de trabalho alcançadas (Figura 46), nota-se que o óleo térmico atinge menores velocidades de escoamento (com exceção do período próximo das 12:00h), e maiores temperaturas de trabalho.

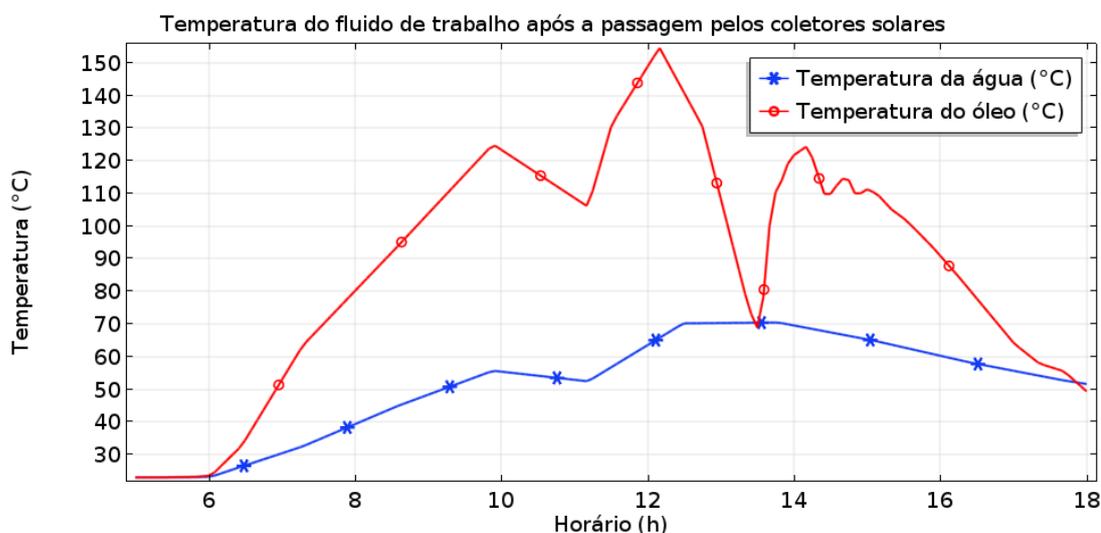
Figura 45 – Velocidade de escoamento do óleo e da água como fluido de trabalho



Fonte: Autoria própria

O óleo térmico possui um calor específico cerca de 2 vezes menor do que o da água para a faixa de temperatura de trabalho de ambos: para uma temperatura de 70 °C, o calor específico a pressão constante ( $c_p$ ) da água é de 4.186,27 J/(kg·K), enquanto o

Figura 46 – Temperatura do óleo térmico e da água após a passagem pelos coletores solares



Fonte: Autoria própria

do óleo térmico é de  $1.947,30 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ . A soma de um menor calor específico com uma passagem mais lenta através dos coletores solares (o que leva a uma maior exposição a incidência solar), gera temperaturas de trabalho muito maiores para o óleo térmico em relação água (cerca de 2,2 vezes maior em alguns horários, como visto na Figura 46).

Apesar da maior temperatura de trabalho permitida pelo óleo térmico (já que a água se limita a temperaturas de trabalho inferiores a  $100^\circ\text{C}$  em sistemas não pressurizados (BARROS JR., 2002), e o óleo possui um ponto de ebulição muito mais alto em relação a água), esses resultados demonstram que a dinâmica de escoamento do fluido de trabalho é essencial para o seu bom desempenho, existindo uma relação ideal entre temperatura de trabalho e velocidade de escoamento, onde a água se mostrou mais eficiente, aquecendo a uma temperatura maior o NaCl sólido no tanque (Figura 44).

O pior desempenho do óleo térmico como fluido de trabalho pode ser explicado por três de suas propriedades: sua maior viscosidade; menor condutividade térmica; e menor calor específico em relação a água. Segundo Barros Jr. (2002) e Bellos et al. (2017), um fluido térmico deve ter características opostas a essas, com baixa viscosidade, alta condutividade térmica e calor específico elevado, além de estabilidade térmica e alta vida útil (nestas duas últimas características o óleo térmico leva vantagem em relação a água).

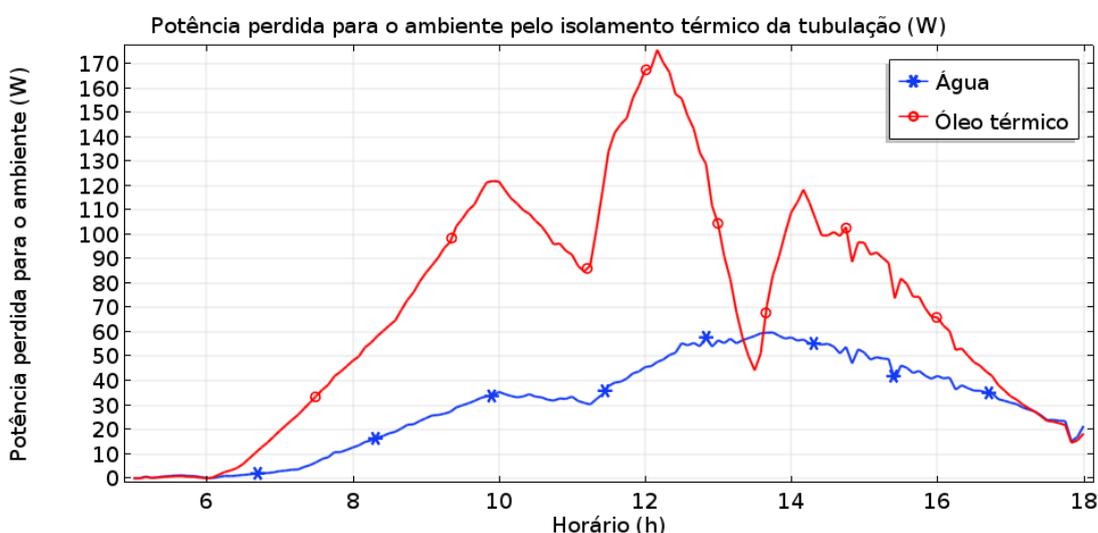
As forças viscosas cisalhantes no fluido, causadas pelo atrito com as paredes da tubulação, são maiores no óleo térmico (determinadas pelo fator de atrito de Darcy), gerando uma maior queda de pressão ao longo da tubulação, prejudicando a sua dinâmica devido ao efeito termossifão. Para a temperatura de  $70^\circ\text{C}$ , a viscosidade

dinâmica da água é de  $4,10 \times 10^{-4}$  Pa·s, enquanto a viscosidade dinâmica do óleo térmico é de  $4,07 \times 10^{-3}$  Pa·s para essa temperatura, cerca de 10 vezes maior.

Como consequência dessa maior viscosidade, o óleo térmico se mostrou mais suscetível a variações na sua velocidade de escoamento nos momentos em que há uma queda da irradiância solar nos coletores, devido ao sombreamento por nuvens. Nesses momentos, onde há a redução da potência fornecida pelos coletores, a coluna de fluido quente reduz sua temperatura, se aproximando da temperatura (e da densidade) da coluna de fluido frio, o que reduz a diferença de pressão e faz com que o escoamento devido ao efeito termossifão reduza a sua velocidade. Porém, devido a maior viscosidade, essa queda é mais acentuada no óleo térmico, como observado na Figura 45.

As maiores temperaturas de trabalho alcançadas pelo óleo térmico ao longo do dia (como visto na Figura 46), causam maiores perdas convectivas de calor através das tubulações expostas ao ambiente, em comparação com a água (Figura 47). Estas perdas ocorrem principalmente devido à ação do vento, pois, como o isolamento térmico da tubulação externa ao tanque não é perfeito, ainda existem perdas convectivas de calor para o ambiente.

Figura 47 – Potência dissipada através do isolamento térmico da tubulação



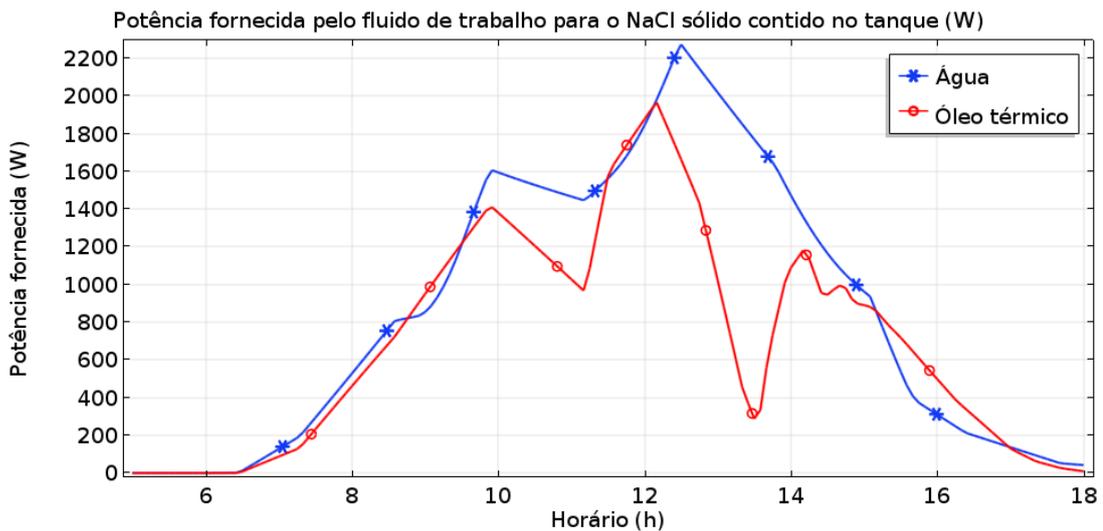
Fonte: Autoria própria

A condutividade térmica da água é cerca de 6 vezes maior do que a condutividade do óleo térmico utilizado. Isso vale para toda a faixa de temperatura de trabalho alcançada pelo óleo térmico e pela água. A temperatura máxima alcançada pelo óleo térmico foi de  $154,53^\circ\text{C}$ , e sua condutividade térmica nesta temperatura é de  $0,0999$  W/(m·K). Já a água alcançou uma temperatura máxima de  $70,45^\circ\text{C}$ , com condutividade térmica de  $0,6596$  W/(m·K).

A combinação entre os fatores negativos que prejudicam a dinâmica de escoamento

mento do óleo térmico (a sua maior viscosidade e maior perda de calor para o ambiente através da tubulação), com uma menor condutividade térmica, tornam o óleo menos eficiente do que a água em transferir calor para o NaCl contido no tanque, ao passar pela serpentina, como observado na Figura 48.

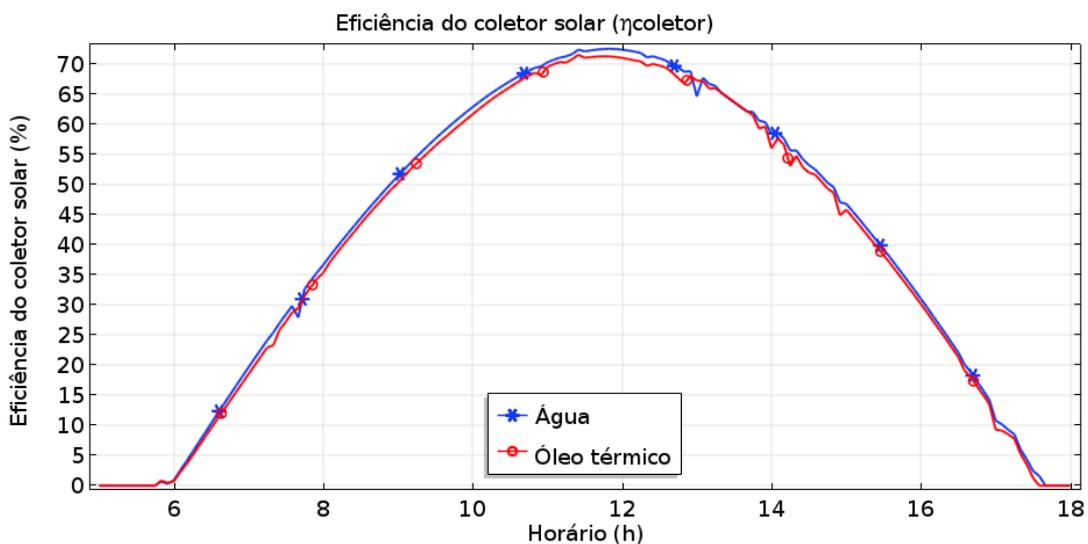
Figura 48 – Potência fornecida pelo fluido de trabalho para o NaCl sólido no tanque



Fonte: Autoria própria

A eficiência dos coletores solares é ligeiramente menor quando utilizado o óleo térmico em comparação com a água (com picos de 71,51% e 72,50%, respectivamente), como mostra a Figura 49.

Figura 49 – Eficiência média dos coletores solares ao longo do dia para os fluidos de trabalho testados



Fonte: Autoria própria

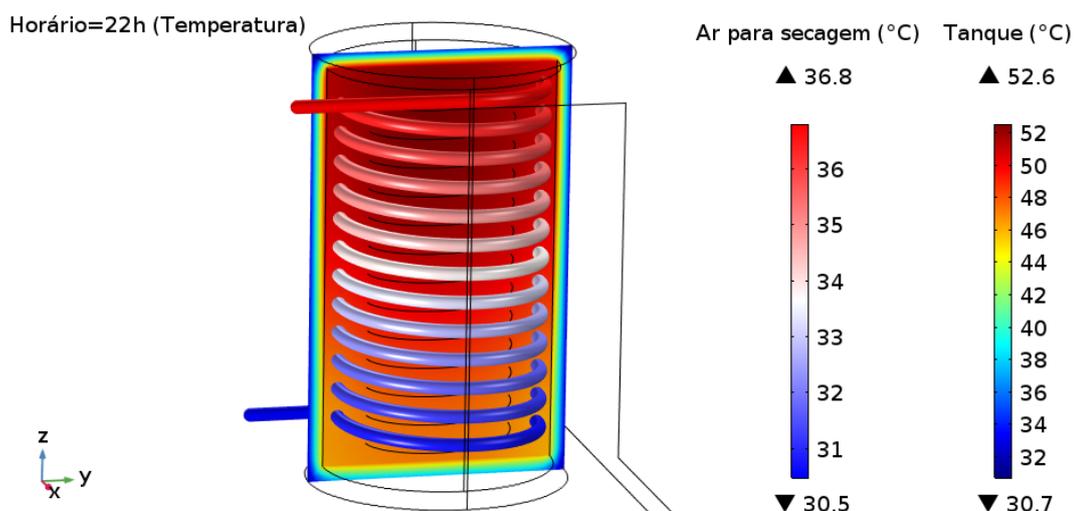
Esses resultados demonstram que a água possui um melhor desempenho como fluido de trabalho em relação ao óleo térmico, obtendo uma melhor dinâmica de escoamento e transferência de calor no sistema.

## 6.4 Simulação 3: descarregamento do sistema e aquecimento do ar para a secagem dos grãos

Após a simulação do carregamento do sistema (aquecimento do tanque acumulador de calor) até às 18:00h, foi realizada a simulação da etapa de descarregamento do sistema (que consiste na utilização do calor acumulado para aquecer uma massa de ar direcionada ao secador vertical). O período simulado para o descarregamento inicia-se às 18:00h e vai até às 5:00h da manhã do dia seguinte (ou o equivalente a 29:00h, se o horário da simulação for contabilizado de forma cumulativa).

Como os resultados da simulação para a água como fluido de trabalho demonstraram um melhor desempenho em relação ao óleo térmico, o estado final da água para o carregamento do tanque foi adotado como o estado inicial para a simulação do descarregamento do sistema. Ou seja, o fluido de trabalho a ser adotado para o sistema auxiliar será a água. A Figura 50 apresenta o estado da simulação, em relação a temperatura, para o tanque e para o ar aquecido (que é injetado pela entrada inferior da serpentina), no horário de 22:00h, durante o descarregamento do sistema.

Figura 50 – Temperatura durante a simulação do descarregamento do sistema, às 22:00h (injeção do ar a 0,5 m/s)

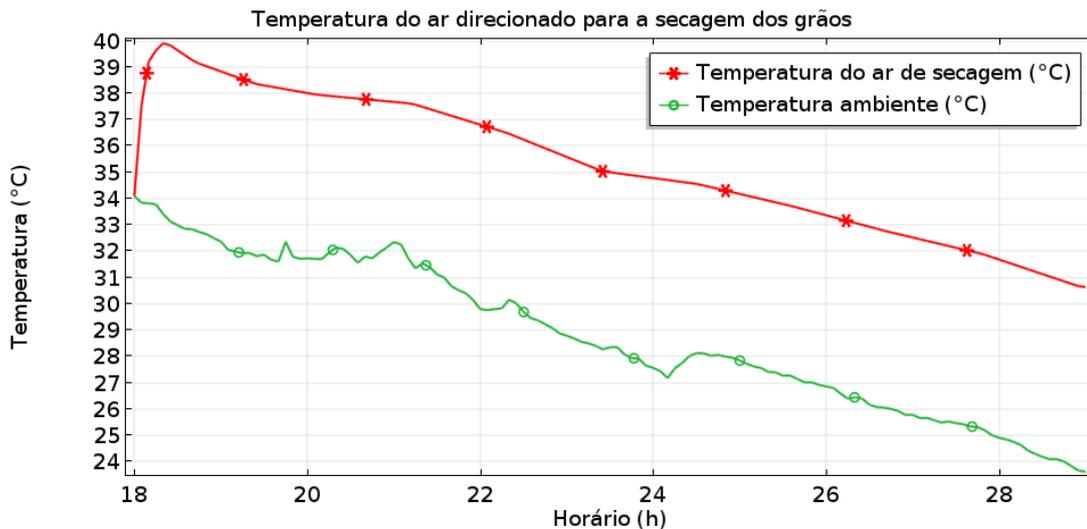


Fonte: Autoria própria

A vazão (ou velocidade) de injeção do ar no sistema pode ser controlada, na prática, através da regulagem do dispositivo que realizará o bombeamento da massa de

ar através da serpentina (trocador de calor). Para uma primeira simulação do descarregamento, a velocidade da injeção de ar foi adotada em  $0,5 \text{ m/s}$  ( $12,91/\text{min}$ ). A Figura 51 apresenta a evolução da temperatura do ar aquecido que é direcionado para a secagem dos grãos (após a passagem pelo tanque), em relação a temperatura ambiente, ao longo do período de descarregamento.

Figura 51 – Evolução da temperatura do ar aquecido para a secagem (injeção do ar a  $0,5 \text{ m/s}$ )



Fonte: Autoria própria

Analisando a Figura 51, nota-se que, em média, o tanque acumulador de calor consegue manter o ar aquecido a uma temperatura cerca de  $6,47^\circ\text{C}$  acima da temperatura ambiente, ao longo do período simulado, tendo um pico de  $39,90^\circ\text{C}$  no início do descarregamento, chegando ao valor mínimo de  $30,64^\circ\text{C}$  às 29:00h (5:00h da manhã do dia seguinte).

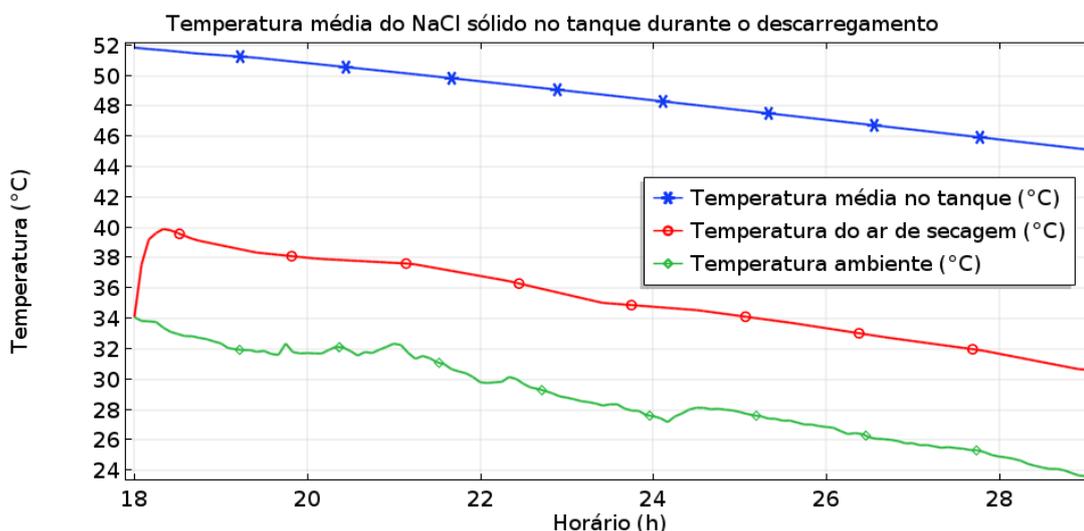
Considerando que a temperatura ideal de secagem das amêndoas do cacau varia em torno de  $35^\circ\text{C}$  a  $40^\circ\text{C}$  (EFRAIM, 2004), das 18:00h até aproximadamente às 24:00h o sistema conseguiu gerar ar nessa faixa de temperatura (cerca de 6 horas de duração). Mesmo com uma temperatura abaixo da faixa ideal após esse período, a maior temperatura do ar aquecido em relação a temperatura ambiente influencia positivamente na secagem das amêndoas, o que acontece até às 5:00h do dia seguinte.

A Figura 52 traz a evolução da temperatura do tanque acumulador de calor ao longo do período de descarregamento. O NaCl sólido no tanque inicia com uma temperatura média de  $51,82^\circ\text{C}$  às 18:00h, perdendo calor para o ar ao longo do descarregamento, chegando ao final, às 29:00h (5:00h do dia seguinte), a uma temperatura média de  $45,15^\circ\text{C}$  (uma redução de  $6,67^\circ\text{C}$ ).

As perdas convectivas de calor através das paredes do tanque para o ambiente

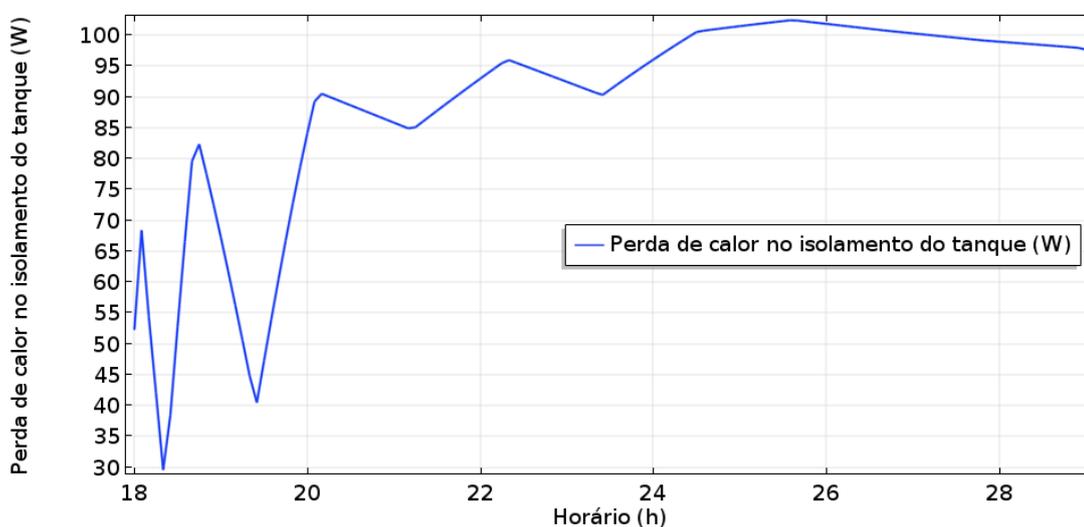
são baixas, chegando a, no máximo, 102,42 W (Figura 53), devido a eficiência do isolante térmico adotado no tanque.

Figura 52 – Evolução da temperatura média do NaCl sólido no tanque (injeção do ar a 0,5 m/s)



Fonte: Autoria própria

Figura 53 – Perda de calor através do isolamento térmico do tanque

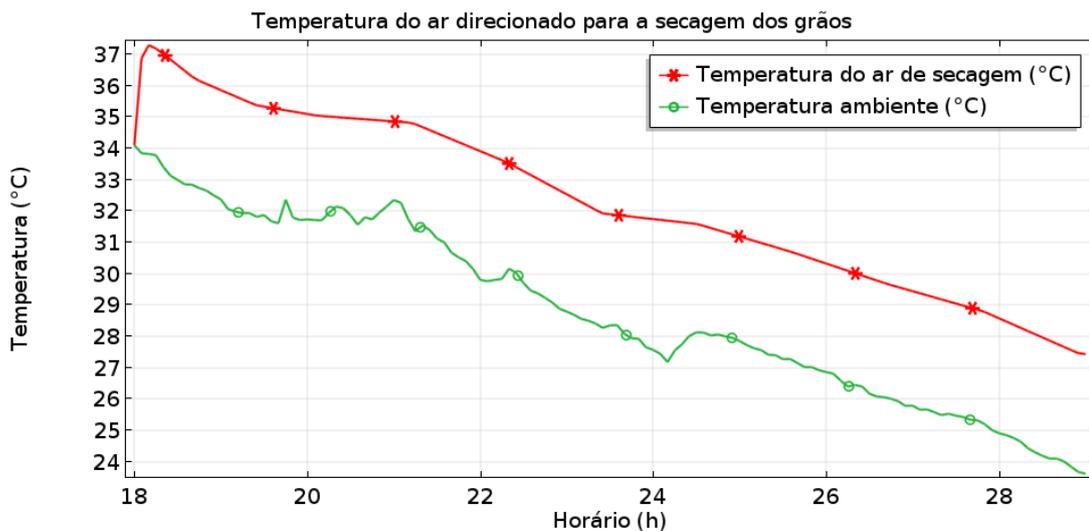


Fonte: Autoria própria

A temperatura média final do NaCl sólido no tanque às 5:00h, de 45,15 °C, ficou muito acima da temperatura ambiente para o mesmo horário (23,62 °C). Isso demonstra que o aproveitamento da energia térmica do tanque (a absorção de calor pelo ar que circula na serpentina), ficou aquém do esperado para a velocidade de injeção do ar inicialmente adotada, de 0,5 m/s.

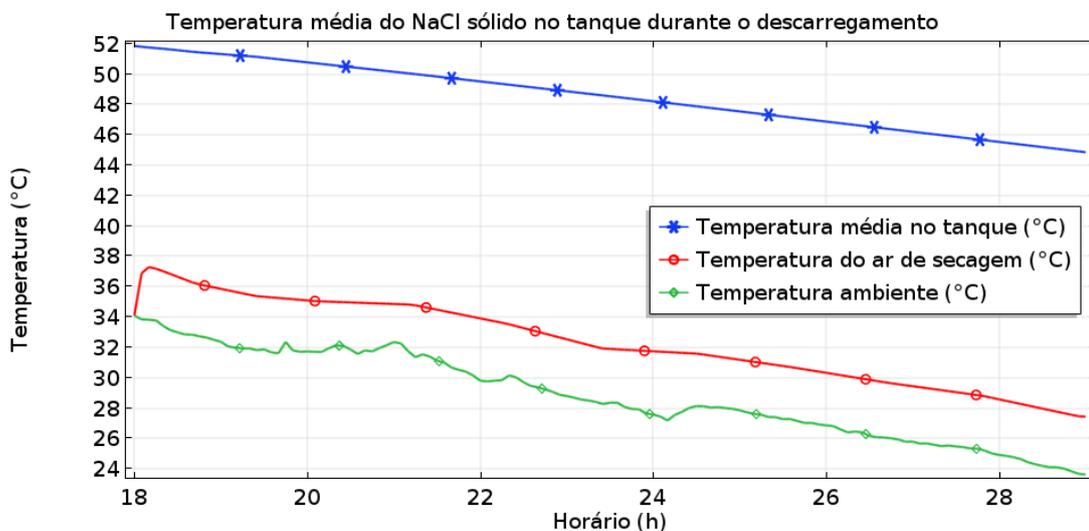
Para testar a sensibilidade do aproveitamento da energia térmica em relação a velocidade de injeção do ar, uma nova simulação foi realizada, fixando a velocidade de injeção em 1,0 m/s (25,8 l/min, o dobro do valor anterior), a fim de elucidar o comportamento do sistema em relação a esse parâmetro. As Figuras 54 e 55 trazem os resultados das temperaturas do ar aquecido e do NaCl sólido no tanque, após a modificação da velocidade de injeção para 1,0 m/s.

Figura 54 – Evolução da temperatura do ar aquecido para a secagem (injeção do ar a 1,0 m/s)



Fonte: Autoria própria

Figura 55 – Evolução da temperatura média do NaCl sólido no tanque (injeção do ar a 1,0 m/s)



Fonte: Autoria própria

Ao dobrar a vazão de injeção do ar de 12,91/min para 25,81/min (0,5 m/s para 1,0 m/s), a diferença entre a temperatura do ar aquecido e a temperatura ambiente caiu aproximadamente a metade (de 6,47 °C para 3,52 °C), o que demonstra uma relação inversamente proporcional entre a velocidade (vazão) de injeção do ar a sua temperatura após aquecido. Porém, a extração de energia térmica do tanque, representada pela temperatura média do NaCl sólido, praticamente se manteve inalterada: ao final do descarregamento, a temperatura média do NaCl sólido para a injeção do ar a 1,0 m/s foi de 44,86 °C, contra 45,15 °C para a injeção a 0,5 m/s.

Uma alternativa para melhorar a extração da energia térmica do tanque é modificar o material de fabricação da serpentina trocadora de calor, de alumínio para uma liga de cobre, já que o cobre possui uma maior condutividade térmica. Porém, se for utilizado NaCl sólido no tanque, o cobre é suscetível ao ataque químico dessa substância, o que pode causar oxidação nas paredes da serpentina, prejudicando a transferência de calor e reduzindo a sua vida útil. Outra alternativa é aumentar o comprimento da serpentina, o que aumenta a superfície de troca de calor.

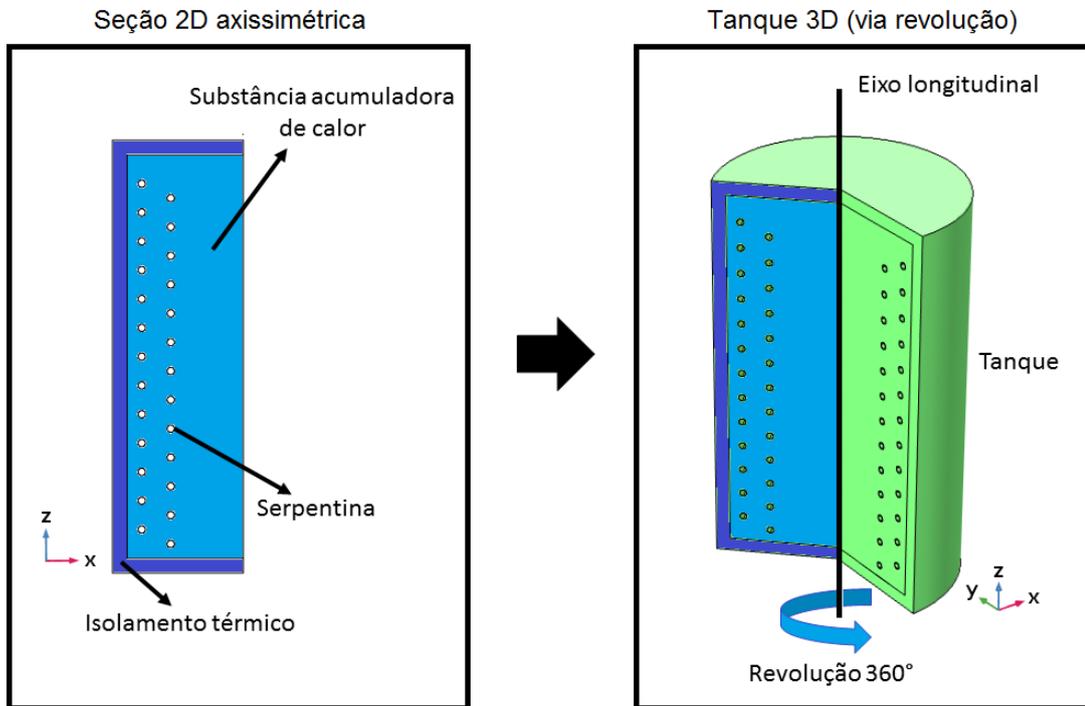
## 6.5 Simulação 4: água como substância acumuladora de calor e comparação com o NaCl sólido

O NaCl sólido contido no tanque (que faz o papel de substância acumuladora de calor) pode ser substituído pela água, que é comumente utilizada para esse fim em vários sistemas TES de armazenamento de energia térmica (VELRAJ, 2016). Porém, a substituição de um sólido, como o NaCl, por um líquido, como a água, aumenta a complexidade da simulação, pois a transferência de calor no tanque passa a não acontecer somente por condução, mas também por convecção, surgindo correntes convectivas que distribuem a energia térmica, sendo necessário acrescentar equações extras ao conjunto de EDPs do modelo computacional de forma a incluir o fenômeno de transferência de calor por convecção. Ou seja, a variação de densidade e de pressão em função da temperatura passa a ser calculada não só para o fluido de trabalho, mas também para o tanque, tornando a simulação, principalmente em 3 dimensões, bastante custosa.

Para reduzir a complexidade da simulação, foi adotada a estratégia de somente simular uma seção do tanque que possui simetria em relação ao seu eixo longitudinal (Figura 56), utilizando o recurso de simulação 2D-axissimétrica do COMSOL Multiphysics®. Assim, simulando somente a seção em duas dimensões, a complexidade das equações diferenciais envolvidas é reduzida, diminuindo o tempo de computação, e, considerando que os fenômenos que ocorrem nessa seção também ocorrem igualmente ao longo do eixo longitudinal de simetria, o comportamento do tanque, em 3 dimensões,

pode ser aproximado realizando a revolução completa dessa seção ao longo do eixo de simetria.

Figura 56 – Seção axissimétrica do tanque em relação ao seu eixo longitudinal



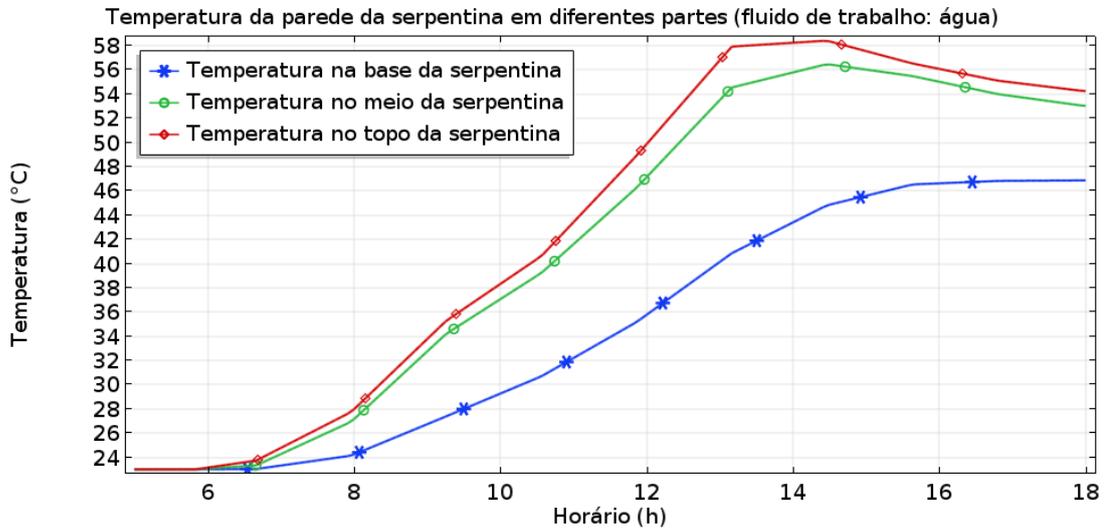
Fonte: Autoria própria

Como a finalidade desta etapa é comparar o desempenho da água em relação ao NaCl sólido como substância acumuladora de calor, e uma nova abordagem de modelagem do tanque foi proposta, para fins de comparação ambas as substâncias (o NaCl sólido e a água) foram simuladas nessa nova abordagem 2D-axissimétrica, para que os resultados de ambas sejam analisados.

A abordagem 2D-axissimétrica não é capaz de simular o funcionamento dos coletores solares (já que ela foca somente na representação do tanque), então os resultados utilizados na simulação para a transferência de calor dos coletores para o fluido de trabalho (e desse para as paredes da serpentina), foram aproveitados da seção 6.2, adotando a água como fluido de trabalho, já que ela obteve melhor desempenho do que o óleo térmico. Tanto para o NaCl sólido quanto para a água, os valores da temperatura da parede externa da serpentina, utilizados para simular a transferência de calor da serpentina para o tanque, são apresentados na Figura 57.

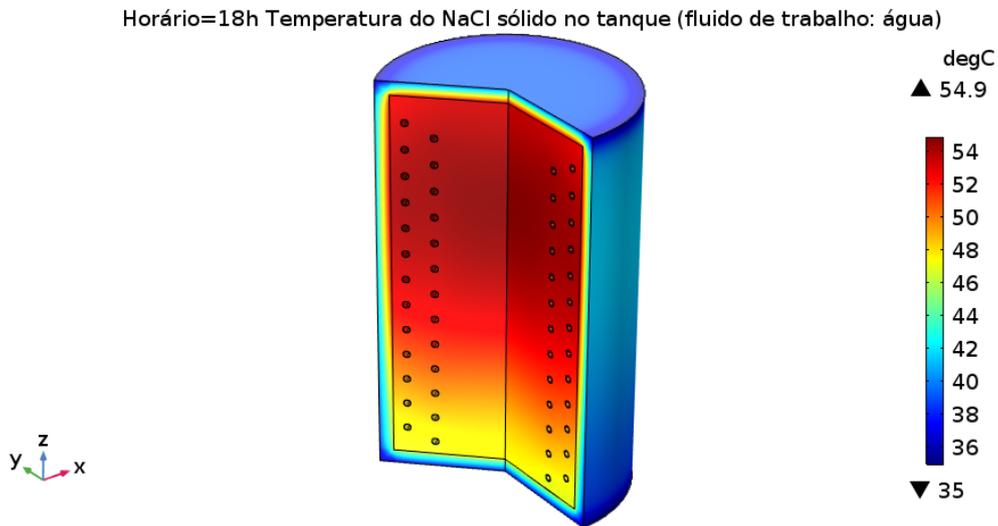
Para o NaCl sólido como substância acumuladora de calor, o resultado da simulação 2D-axissimétrica para a distribuição da temperatura no tanque ao final do carregamento, às 18:00h, é apresentado na Figura 58, e a evolução da temperatura média do NaCl sólido no tanque ao longo do dia é apresentada na Figura 59.

Figura 57 – Temperatura da parede da serpentina em diferentes pontos (valores utilizados na simulação 2D-Axissimétrica do tanque, tanto para o NaCl sólido quanto para a água)



Fonte: Autoria própria

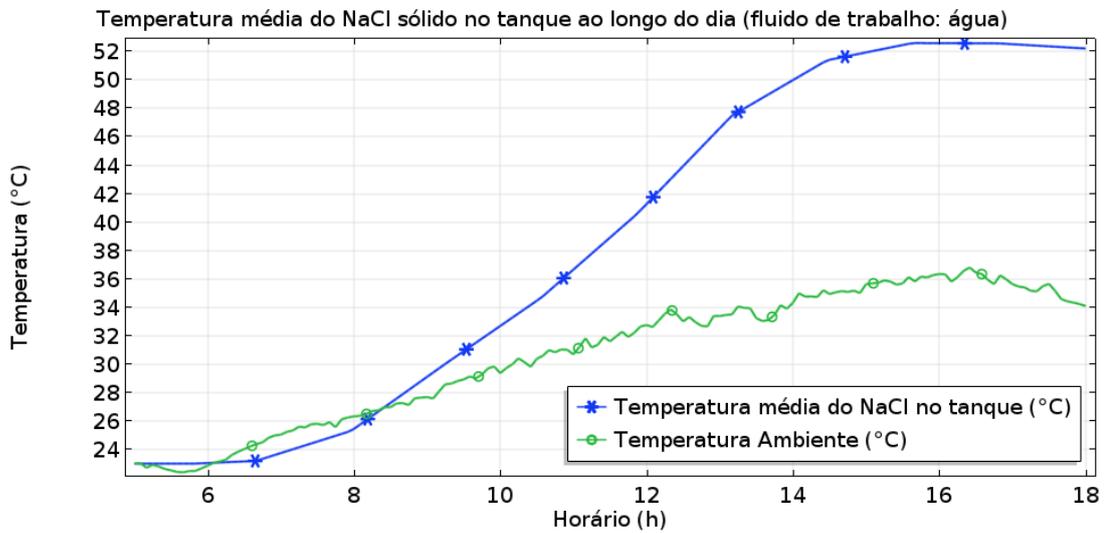
Figura 58 – Temperatura do NaCl sólido no tanque ao final do carregamento, às 18:00h (modelo 2D-axissimétrico)



Fonte: Autoria própria

Comparando a evolução da temperatura do NaCl sólido no tanque utilizando a simulação 2D-axissimétrica (Figura 59) com o resultado obtido na simulação em 3D na seção 6.2 (Figura 35), o comportamento da curva de ganho de temperatura é praticamente o mesmo, o que valida a abordagem 2D-axissimétrica como uma alternativa com resultados fidedignos e que poupa recursos computacionais.

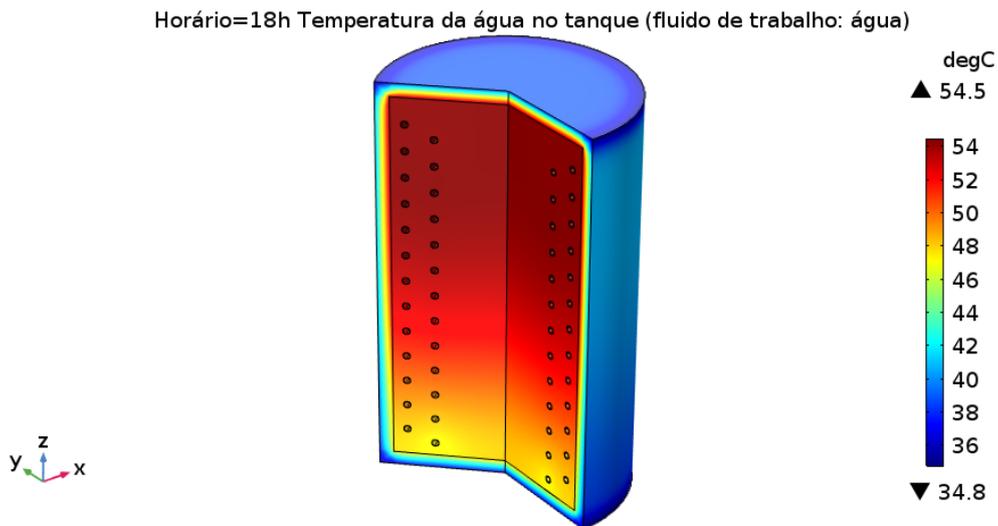
Figura 59 – Temperatura média do NaCl sólido no tanque ao longo do dia (modelo 2D-axissimétrico)



Fonte: Autoria própria

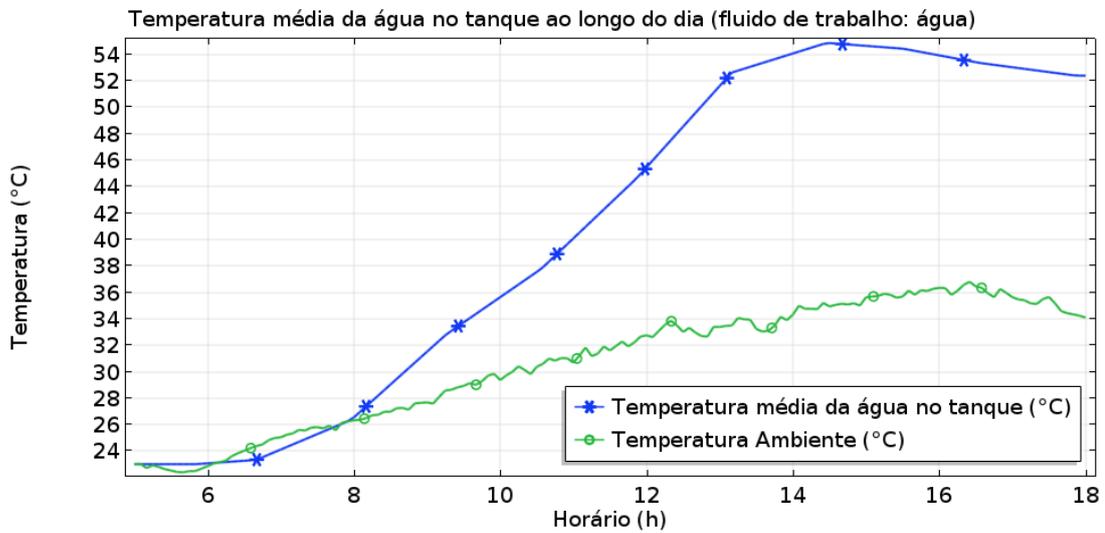
Para a água como substância acumuladora de calor, o resultado da simulação 2D-axissimétrica para a distribuição da temperatura no tanque ao final do carregamento, às 18:00h, é apresentado na Figura 60, e a evolução da temperatura média da água no tanque ao longo do dia é apresentada na Figura 61.

Figura 60 – Temperatura da água no tanque ao final do carregamento, às 18:00h (modelo 2D-axissimétrico)



Fonte: Autoria própria

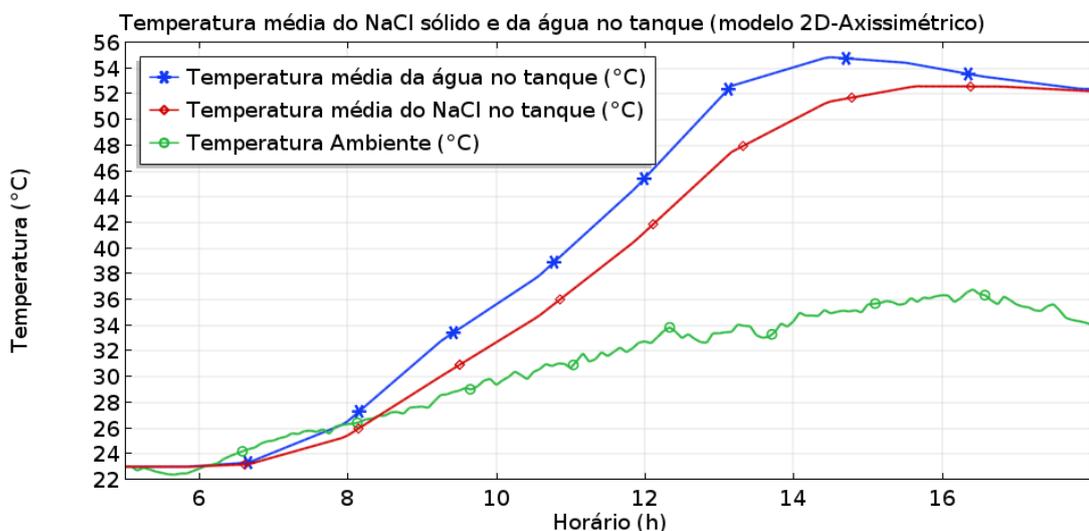
Figura 61 – Temperatura média da água no tanque ao longo do dia (modelo 2D-axissimétrico)



Fonte: Autoria própria

Comparando a evolução da temperatura média do tanque durante o dia para o NaCl sólido e para a água (Figura 62), nota-se que a água possui um melhor desempenho como substância acumuladora de calor em relação ao NaCl sólido, principalmente nos horários próximos do pico solar, entre 11:00h e 14:30h. O pico de temperatura média do tanque para o NaCl sólido é atingido às 15:40h, chegando a 52,6°C. Já a água atinge seu pico de temperatura média mais rapidamente, às 14:30h, chegando a 54,9°C, sendo 2,3°C acima da temperatura média de pico do NaCl sólido.

Figura 62 – Temperatura média do tanque para o NaCl sólido e para a água (modelo 2D-axissimétrico)



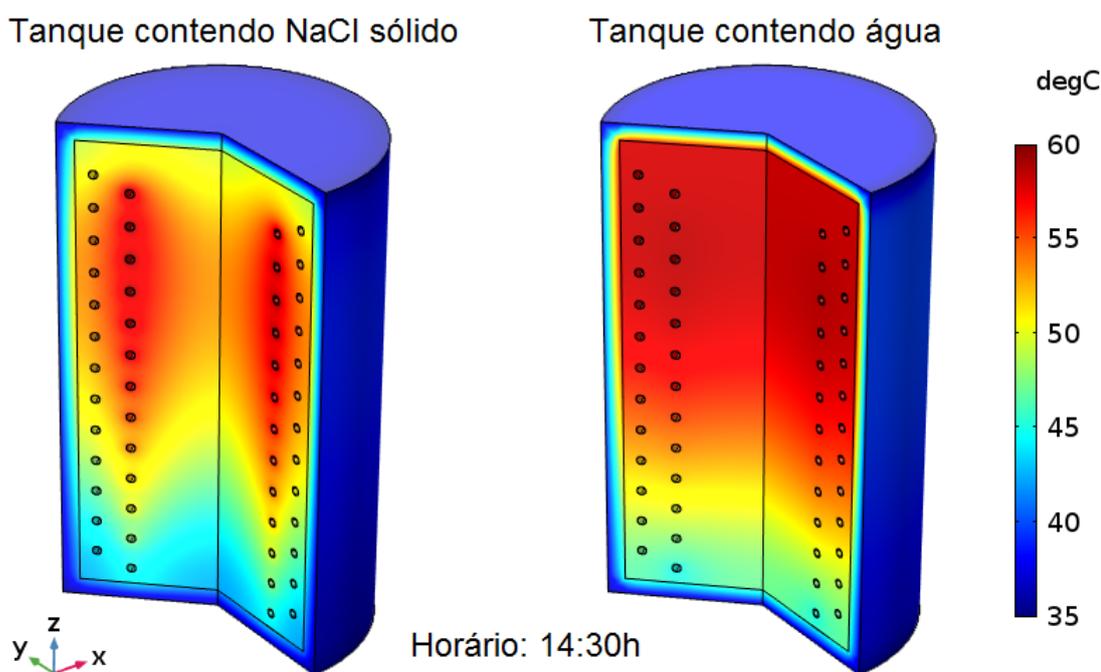
Fonte: Autoria própria

Além disso, o produto  $c_p \cdot \rho$  na temperatura de 25 °C (Tabela 3) para o NaCl sólido é de 1.838,75 kJ/(m<sup>3</sup>·K), e para a água é de 4.175,21 kJ/(m<sup>3</sup>·K), sendo que em uma ampla faixa de temperatura (de 10 °C até 90 °C) a água mantém um produto  $c_p \cdot \rho$  cerca de 2,2 maior do que o do NaCl sólido. Isso significa que para cada incremento de 1 °C na temperatura do volume de material presente no tanque, a água guarda cerca de 2,2 vezes mais energia do que o NaCl sólido.

Enquanto a distribuição do calor no NaCl sólido ocorre somente por condução, na água, além desse meio, há o surgimento de correntes de convecção devido a diferença de densidade que surge entre as regiões de água mais aquecida (próximas da serpentina), e as regiões mais afastadas (próximas as paredes do tanque). Essas correntes de convecção ajudam a distribuir mais uniformemente a energia térmica fornecida pela serpentina, melhorando a estratificação da temperatura do tanque e o desempenho dos coletores (VELRAJ, 2016).

A Figura 63 traz a distribuição de temperatura no tanque às 14:30h, evidenciando como o calor no tanque contendo NaCl sólido se distribui radialmente em torno da tubulação da serpentina trocadora de calor (devido a existência somente do mecanismo de condução), enquanto no tanque contendo água essa distribuição é mais uniforme devido as correntes de convecção.

Figura 63 – Distribuição da temperatura no tanque às 14:30h para o NaCl sólido e para a água (modelo 2D-axissimétrico)



Fonte: Autoria própria

Devido ao efeito de inversão térmica, o tanque contendo água passa a perder calor a partir das 14:30h (Figura 62), pois o fluido de trabalho que circula na serpentina

passa a ter uma temperatura menor do que a do tanque (devido à queda da incidência solar), invertendo o fluxo de calor e, assim, drenando energia térmica do tanque. A inversão térmica pode ser evitada com a utilização de uma válvula de retenção unidirecional, que impede o retorno do fluido de trabalho, garantindo que o tanque mantenha sua temperatura.

## 7 Conclusões finais e recomendações para trabalhos futuros

### 7.1 Conclusões finais

Utilizando os dados solarimétricos e meteorológicos colhidos pelo projeto SONDA, e determinando uma equação adequada para modelar a transferência de calor proveniente da radiação solar, foi possível reproduzir um ambiente e comportamentos próximos do real na simulação do coletor CPC adotado no sistema auxiliar, incluindo os efeitos de sombreamento por nuvens, perdas de calor por condução e convecção forçada devido a ação do vento, e a variação da eficiência óptica do coletor devido as mudanças no ângulo de recepção dos raios solares.

A combinação entre as equações de variação da densidade em função da temperatura (já presentes no COMSOL Multiphysics®) com a inclusão de uma expressão para a variação da pressão do fluido de trabalho devido as mudanças na sua densidade, permitiu a simulação da dinâmica do fluido de trabalho devido ao efeito termossifão, algo que, originalmente, o módulo *Pipe Flow* do COMSOL Multiphysics® não simulava.

Comparando os resultados das simulações do sistema auxiliar para os dois fluidos de trabalho testados (o óleo térmico e a água), conclui-se que a água apresentou um melhor desempenho, com uma melhor dinâmica de escoamento no sistema e maior transferência de calor. Esse resultado deve-se ao fato da água possuir melhores características desejadas para um fluido de trabalho em relação ao óleo térmico, como menor viscosidade dinâmica (o que torna a água menos susceptível às forças viscosas em relação ao óleo), maior condutividade térmica e maior calor específico.

O melhor desempenho da água como fluido de trabalho é traduzido em uma temperatura média final do NaCl sólido no tanque 8,71% maior em relação ao uso do óleo térmico ( 51,82 °C para a água contra 47,67 °C para o óleo), ao fim do carregamento. Assim, esse resultado demonstra que o dimensionamento do sistema auxiliar acumulador de calor em relação ao número de coletores solares utilizados e ao tamanho do tanque se mostrou adequado para alcançar a temperatura média determinada como objetivo para o tanque, de 50 °C, quando se utiliza a água como fluido de trabalho.

Considerando a temperatura ideal de secagem das amêndoas de cacau variando em torno de 35 °C a 40 °C (EFRAIM, 2004), o sistema auxiliar conseguiu gerar ar aquecido para a secagem nessa faixa de temperatura, a uma vazão de 12,91/min, das 18:00h até próximo das 24:00h (cerca de 6 horas de duração). Mesmo com uma temperatura menor do que a faixa ideal após esse período, a temperatura do ar aquecido

manteve-se, em média, 6,47 °C acima da temperatura ambiente em todo o período de descarregamento, das 18:00h até as 5:00h da manhã do dia seguinte, o que aceleraria o processo de secagem.

A utilização da água como substância acumuladora de calor se mostrou mais vantajosa do que a utilização do NaCl sólido, pois a água foi capaz de alcançar uma temperatura média de pico no tanque cerca de 2,3 °C acima da temperatura média de pico do NaCl sólido (54,9 °C e 52,6 °C, respectivamente), utilizando água como fluido de trabalho em ambas as simulações. Essa vantagem da água em relação ao NaCl sólido deve-se ao surgimento de correntes de convecção ao aquecer a água, por ser um líquido, o que contribui para distribuir melhor a energia térmica no tanque e criar uma estratificação de temperatura mais uniforme.

## 7.2 Recomendações para trabalhos futuros

A partir dos resultados finais do presente trabalho, foram levantadas algumas indagações acerca dos aspectos de teste e construção do sistema auxiliar acumulador de calor proposto, as quais, se detalhadas e respondidas, são vitais para o desenvolvimento do sistema. Assim, são listadas a seguir algumas sugestões que podem compor potenciais objetos na perspectiva de investigações futuras:

- As simulações do sistema auxiliar utilizaram dados meteorológicos e solarimétricos provenientes da estação de Petrolina-PE, para o dia 26 de janeiro de 2017 (um dia ideal para o funcionamento do sistema, com poucas nuvens e grande incidência e janela solar). Esses dados foram escolhidos por serem confiáveis e ao mesmo tempo provenientes da estação geograficamente mais próxima da região cacauera do sul do estado da Bahia que gera dados minuto a minuto, essenciais para a realização da simulação. Porém, obter (ou gerar) dados meteorológicos e solarimétricos através de equipamentos instalados na própria região, possivelmente contribuiria para uma simulação mais fidedigna do ambiente externo. Além disso, pode-se testar o comportamento do sistema para dias com grande incidência de nuvens (sombreamento) e épocas do ano onde os dias são mais curtos (redução da janela e irradiância solar);
- Os resultados obtidos indicaram que a água obteve um melhor desempenho tanto como fluido de trabalho (em relação ao óleo térmico) quanto como substância acumuladora de calor (em relação ao NaCl sólido). Porém, no segundo caso, utilizou-se uma simplificação 2D axissimétrica no COMSOL Multiphysics® para representar o tanque em duas dimensões, adequando a complexidade da simulação aos recursos computacionais disponíveis. Contudo, com melhores recursos

computacionais (tanto em memória quanto processamento), é possível realizar essa mesma simulação em três dimensões, evitando essa simplificação que talvez incorra em perda de fidelidade na simulação das correntes de convecção que surgem no tanque ao se utilizar um líquido, como a água, como substância acumuladora de calor;

- Como refinamento e otimização do funcionamento do sistema, pode-se testar diferentes inclinações do painel que contém os coletores solares. Normalmente adota-se a inclinação da latitude local como referência, com ajustes ao longo das estações do ano (devido a mudança de inclinação da Terra), para melhor aproveitamento solar (captando os raios de forma perpendicular no pico solar);
- A construção de um protótipo do sistema, mesmo em escala reduzida, é essencial para comparar e validar os resultados das simulações com resultados práticos, direcionando melhorias e refinamentos, além de possíveis correções no modelo computacional criado no presente trabalho.

## Referências

- AMIGO, F. V.; LIMA, G. P.; SALES, J. H.; ESTIVAL, K. G. Viabilidade financeira do Secador Solar Vertical na região cacauzeira. **Cadernos de Prospecção**, Universidade Federal da Bahia, v. 11, p. 328, jun. 2018.
- BARROS JR., J. L. M. d. **Integração de Utilidades, Recuperação de Calor e Cogeração em Sistemas de aquecimento de fluido térmico**. Dissertação (Mestrado) — Programa de Pós-Graduação em Eficiência Energética do Centro Federal de Educação Tecnológica RJ, Rio de Janeiro, 2002. Disponível em: <[http://www.konus.com.br/public/uploads/artigos/\\_542a377fbd2e4.pdf](http://www.konus.com.br/public/uploads/artigos/_542a377fbd2e4.pdf)>.
- BELLOS, E.; TZIVANIDIS, C.; ANTONOPOULOS, K. A. Optical Performance and Optimization of Two Stationary Compound Parabolic Collectors (CPC). In: **Proceedings of the World Congress on Momentum, Heat and Mass Transfer**. Praga, República Checa: Avestia Publishing, 2016.
- BELLOS, E.; TZIVANIDIS, C.; ANTONOPOULOS, K. A. A detailed working fluid investigation for solar parabolic trough collectors. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier BV, v. 114, p. 374–386, nov. 2017.
- BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S.; INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: Grupo Gen-LTC, 2014. ISBN 8521625049.
- CHAMSA-ARD, W.; SUKCHAI, S.; SONSAREE, S.; SIRISAMPHANWONG, C. Thermal Performance Testing of Heat Pipe Evacuated Tube with Compound Parabolic Concentrating Solar Collector by ISO 9806 - 1. **Energy Procedia**, Elsevier BV, v. 56, p. 237–246, dez. 2014.
- CHWIF, L.; MEDINA, A. C. **Modelagem e Simulação de Eventos Discretos: Teoria e Aplicações**. 4. ed. São Paulo: Elsevier Brasil, 2014. ISBN 8535279326.
- COMSOL. **COMSOL Multiphysics Reference Manual**. 5.3a. ed. Estocolmo, Suécia, 2017. Disponível em: <<https://www.comsol.com/documentation>>.
- EFRAIM, P. **Estudo para minimizar as perdas de flavonoides durante a fermentação de sementes de cacau para produção de chocolate**. Dissertação (Dissertação (Mestre em Tecnologia de Alimentos)) — Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia de Alimentos, Campinas, 2004. Disponível em: <<http://repositorio.unicamp.br/jspui/handle/REPOSIP/255238>>.
- ENGELHARDT, B. A. S.; ARRIECHE, L. d. S. Análise da secagem de amêndoas de cacau por convecção forçada a partir de diferentes secadores. **Brazilian Journal of Production Engineering-BJPE**, v. 2, n. 2, p. 18–26, 2016. Disponível em: <<http://www.periodicos.ufes.br/BJPE/article/view/14353>>.
- FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 8. ed. Rio de Janeiro: Grupo Gen-LTC, 2014. ISBN 852162302X.

GHOSH, S.; DINCER, I. Development and analysis of a new light-based hydrogen production system. **International Journal of Hydrogen Energy**, Elsevier BV, v. 41, n. 19, p. 7976–7986, maio 2016. ISSN 0360-3199. Special Issue on Progress in Hydrogen Production and Applications (ICH2P-2015), 3-6 May 2015, Oshawa, Ontario, Canada. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360319915027329>>.

HOWELL, J. R.; MENGUC, M. P.; SIEGEL, R. **Thermal radiation heat transfer**. 6. ed. CRC Press, 2015. ISBN 9780429190599. Disponível em: <<https://www.crcpress.com/Thermal-Radiation-Heat-Transfer/author/p/book/9780429190599>>.

IBGE. Anuário Estatístico do Brasil 2018. **Anuário Estatístico do Brasil**, Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística - IBGE, v. 78, 2018. ISSN 0100-1299. Disponível em: <[https://biblioteca.ibge.gov.br/visualizacao/periodicos/20/aeb\\_2018.pdf](https://biblioteca.ibge.gov.br/visualizacao/periodicos/20/aeb_2018.pdf)>.

KALOGIROU, S. A. Solar thermal collectors and applications. **Progress in Energy and Combustion Science**, Elsevier BV, v. 30, n. 3, p. 231–295, jan. 2004. ISSN 0360-1285. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360128504000103>>.

LEWIS, N. S. Research opportunities to advance solar energy utilization. **Science**, American Association for the Advancement of Science (AAAS), v. 351, n. 6271, p. 1920–1920, jan. 2016. ISSN 0036-8075. Disponível em: <<https://science.sciencemag.org/content/351/6271/aad1920>>.

LIU, H.; JIANG, Y.; YAO, Y. Testing on the Transient Heat Loss Coefficient of All-Glass Evacuated Tube Collectors in Severe Cold Areas. **Journal of Clean Energy Technologies**, EJournal Publishing, v. 4, n. 5, p. 325–329, jan. 2015.

LOGAN, D. L. **A First Course in the Finite Element Method**. [S.l.]: Cengage Learning, 2011. ISBN 0495668257.

MA, L.; LU, Z.; ZHANG, J.; LIANG, R. Thermal performance analysis of the glass evacuated tube solar collector with U-tube. **Building and Environment**, Elsevier BV, v. 45, n. 9, p. 1959–1967, set. 2010. ISSN 0360-1323. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132310000272>>.

MARTINS, J. M. et al. Melhoria da qualidade de cacau. **CEPLAC/CENEX**, Ilhéus, p. 45, 2012.

MENDONÇA, T. A.; DANTAS, E. A.; GOUVEA, A. A. L.; OLIVEIRA, R. S.; ALVES, A. R. C.; PADILHA, F. F.; MACHADO, B. A. S. Prospecção Tecnológica sobre a Utilização de Cacau Fino. **Revista Virtual de Química**, v. 8, n. 4, p. 1094–1103, 2016. ISSN 1984-6835. Disponível em: <<http://rvq.sbq.org.br/imagebank/pdf/v8n4a06.pdf>>.

OIC. Preços do café de todos os grupos sobem em maio. **Relatório sobre o mercado de café**, p. 8, maio 2018. Disponível em: <<http://www.ico.org/documents/cy2017-18/cmr-0518-p.pdf>>.

PEREIRA, E. B.; MARTINS, F. R.; ABREU, S. L. d.; RÜTHER, R. **Atlas brasileiro de energia solar**. 1. ed. São José dos Campos: Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE), 2006. ISBN 978-85-17-00030-0. Disponível em: <[http://ftp.cptec.inpe.br/labren/publ/livros/brazil\\_solar\\_atlas\\_R1.pdf](http://ftp.cptec.inpe.br/labren/publ/livros/brazil_solar_atlas_R1.pdf)>.

PEREIRA, I. d. O. **Viabilidade da utilização da casca de cacau como combustível no aquecimento de ar para secagem de amêndoas de cacau**. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) — Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, maio 2013. Disponível em: <<http://locus.ufv.br/handle/123456789/758>>.

PIRES, D.; BARROS, R. C.; LEMES, I. J. M.; SILVEIRA, R. A. M.; ROCHA, P. A. S. Análise Térmica de Seções Transversais Via Método dos Elementos Finitos. In: **Proceedings of the XXXVI Iberian Latin American Congress on Computational Methods in Engineering**. ABMEC Brazilian Association of Computational Methods in Engineering, 2015. Disponível em: <[https://www.researchgate.net/publication/295079099\\_Analise\\_Termica\\_de\\_Secoas\\_Transversais\\_Via\\_Metodo\\_dos\\_Elementos\\_Finitos](https://www.researchgate.net/publication/295079099_Analise_Termica_de_Secoas_Transversais_Via_Metodo_dos_Elementos_Finitos)>.

RACCURT, O.; DISDIER, A.; BOURDON, D.; DONNOLA, S.; STOLLO, A.; GIOCONIA, A. Study of the Stability of a Selective Solar Absorber Coating under Air and High Temperature Conditions. **Energy Procedia**, Elsevier BV, v. 69, p. 1551–1557, maio 2015. ISSN 1876-6102. International Conference on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Systems, SolarPACES 2014. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610215004130>>.

RATISMITH, W.; INTHONGKHUM, A.; BRIGGS, J. Two non-tracking solar collectors: Design criteria and performance analysis. **Applied Energy**, Elsevier BV, v. 131, p. 201–210, out. 2014. ISSN 0306-2619. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261914006126>>.

REDDY, J. N. **An Introduction to Nonlinear Finite Element Analysis: with applications to heat transfer, fluid mechanics, and solid mechanics**. 2. ed. [S.l.]: Oxford University Press, 2015. ISBN 0199641757.

SALES, J. H.; CÂNDIDA, T. Efeito da temperatura sobre a amêndoa de cacau: Secador Vertical. **Revista GEINTEC: Gestão Inovação e Tecnologia**, Associação Acadêmica de Propriedade Intelectual, v. 6, n. 3, p. 3437–3446, set. 2016. ISSN 2237-0722. Disponível em: <<http://www.revistageintec.net/index.php/revista/article/view/832>>.

SALES, J. H.; LIMA, G. P. Thermal diffusivity of the cocoa in the function model geometry. **Revista SODEBRAS**, v. 13, n. 149, p. 31–34, maio 2018. ISSN 1809-3957. Disponível em: <<http://www.sodebras.com.br/edicoes/N149.pdf>>.

SANTOS, E. C.; SALES, J. H. Vertical solar dryer for almond cocoa. **Revista GEINTEC: Gestão Inovação e Tecnologia**, Associação Acadêmica de Propriedade Intelectual, v. 4, n. 5, p. 1594–1605, dez. 2014. Disponível em: <[https://www.researchgate.net/publication/287695876\\_VERTICAL\\_SOLAR\\_DRYER\\_FOR\\_ALMOND\\_COCOA](https://www.researchgate.net/publication/287695876_VERTICAL_SOLAR_DRYER_FOR_ALMOND_COCOA)>.

SONDA. **Estações Sonda**. 2019. Disponível em: <<http://sonda.ccst.inpe.br/infos/index.html>>. Acesso em: 25 abr. 2019.

TAGLE-SALAZAR, P. D.; NIGAM, K. D. P.; RIVERA-SOLORIO, C. I. Heat transfer model for thermal performance analysis of parabolic trough solar collectors using nanofluids. **Renewable Energy**, Elsevier BV, v. 125, p. 334–343, set. 2018. ISSN 0960-1481. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148118302131>>.

TZIVANIDIS, C.; BELLOS, E.; KORRES, D.; ANTONOPOULOS, K. A. Design, simulation and optimization of a compound parabolic collector. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, Elsevier BV, v. 16, p. 53–63, ago. 2016. ISSN 2213-1388. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2213138816300169>>.

VELRAJ, R. Sensible heat storage for solar heating and cooling systems. In: WANG, R. Z.; GE, T. S. (Ed.). **Advances in Solar Heating and Cooling**. Woodhead Publishing, 2016. p. 399–428. ISBN 978-0-08-100301-5. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780081003015000151>>.

WANG, Q.; HISATOMI, T.; JIA, Q.; TOKUDOME, H.; ZHONG, M.; WANG, C.; PAN, Z.; TAKATA, T.; NAKABAYASHI, M.; SHIBATA, N.; LI, Y.; SHARP, I. D.; KUDO, A.; YAMADA, T.; DOMEN, K. Scalable water splitting on particulate photocatalyst sheets with a solar-to-hydrogen energy conversion efficiency exceeding 1%. **Nature Materials**, Nature Publishing Group, v. 15, n. 6, p. 611–615, mar. 2016. Disponível em: <<https://www.nature.com/articles/nmat4589>>.

## Apêndices

## APÊNDICE A – Obtenção de dados meteorológicos e solarimétricos externos

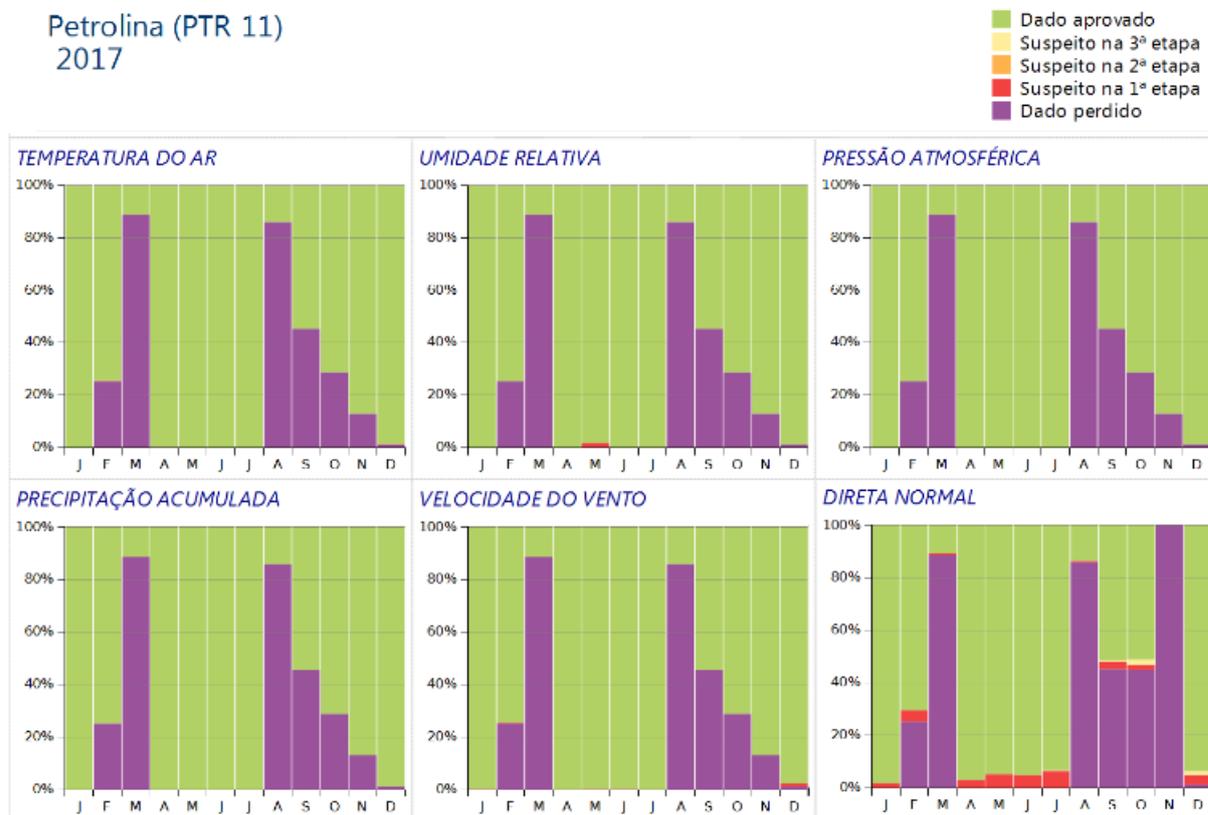
As simulações realizadas utilizaram parâmetros solarimétricos e meteorológicos obtidos no banco de dados do projeto SONDA - Sistema de Organização Nacional de Dados Ambientais – mantido pelo Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE). O projeto mantém dados diários de 20 estações distribuídas em diversos estados do Brasil, organizados por data e categoria (meteorológicos, anemométricos, radiométricos-solarimétricos).

Todos os dados disponibilizados pelo projeto SONDA passam por um processo de validação baseado na estratégia de controle de qualidade de dados adotada pela BSRN (*Baseline Surface Radiation Network*), consistindo em quatro etapas com algoritmos que testam se um dado é fisicamente impossível ou extremamente raro, se possui uma evolução temporal não condizente com o esperado ou é inconsistente com medidas de outras variáveis da estação. Dessa forma, a confiabilidade dos dados é garantida e dados suspeitos são apontados, com a indicação de em qual etapa foram reprovados.

Para alimentar os parâmetros das simulações realizadas, foram utilizados os dados meteorológicos e solarimétricos da estação de Petrolina-PE, geolocalizada na latitude  $09^{\circ} 04' 08''$  S e longitude  $40^{\circ} 19' 11''$  O, que possuía, até o presente trabalho, um banco de dados com frequência diária, com medições a cada um minuto, iniciando em julho de 2004 até dezembro de 2017. O dia escolhido foi o de 26 de janeiro de 2017, por se tratar de um dia com alto índice de incidência solar, com baixa ocorrência de sombreamento por nuvens e sem precipitação (condições ideais para o funcionamento do sistema acumulador de calor), e pela alta confiabilidade dos dados para o mês de janeiro de 2017, após as etapas de validação (Figura A.1).

Os dados utilizados foram os da temperatura do ar ( $^{\circ}\text{C}$ ), umidade relativa (%), pressão atmosférica (mbar), precipitação acumulada (mm), velocidade do vento (m/s) e irradiância solar direta ( $\text{W}/\text{m}^2$ ). Em relação a irradiância solar, estão disponíveis dados da irradiância global, e das suas componentes direta e difusa. Como na simulação do coletor solar a irradiância difusa não foi utilizada (devido a sua baixa contribuição no processo de concentração dos raios solares), visando economia de recursos computacionais, a irradiância solar direta foi escolhida em detrimento da irradiância solar global.

Figura A.1 – Resultados da validação dos dados radiométricos e meteorológicos da estação Petrolina para o ano de 2017



Fonte: SONDA (2019)

Os dados do projeto SONDA são compilados em formato CSV (*comma-separated values*), um formato bastante comum para bancos de dados, e que pode ser facilmente importado e utilizado no software de simulação COMSOL Multiphysics® através das funções de interpolação de tabelas, permitindo criar funções que retornam o valor interpolado da variável desejada através de uma entrada, normalmente o tempo, com um certo grau de interpolação (linear, segmentada cúbica e spline cúbica).

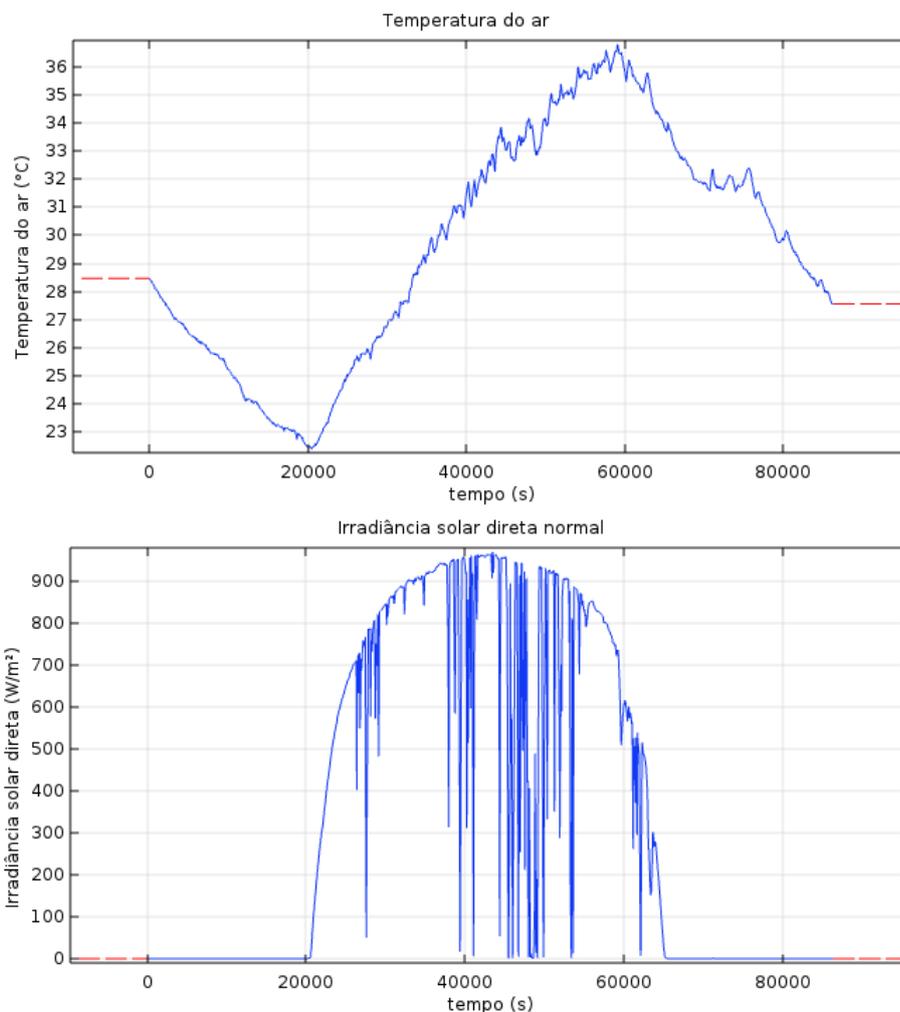
Dessa forma, todos os dados meteorológicos e solarimétricos utilizados foram importados para o COMSOL Multiphysics®, e funções de interpolação lineares foram criadas, seguindo a relação:

$$f(t) = f(t_0) + (f(t_1) - f(t_0)) \frac{t - t_0}{t_1 - t_0} \tag{A.1}$$

onde  $f(t)$  é o valor que se deseja encontrar através da interpolação de um tempo  $t$  contido no intervalo  $(t_0, t_1)$ , com valores conhecidos  $f(t_0)$  e  $f(t_1)$  tabelados. O tempo de medição minuto a minuto dos arquivos originais foi convertido em segundos (a unidade de tempo padrão utilizada no COMSOL Multiphysics®) para melhor desempenho das

funções de interpolação. As Figuras A.2 e A.3 apresentam as plotagens das funções de interpolação criadas.

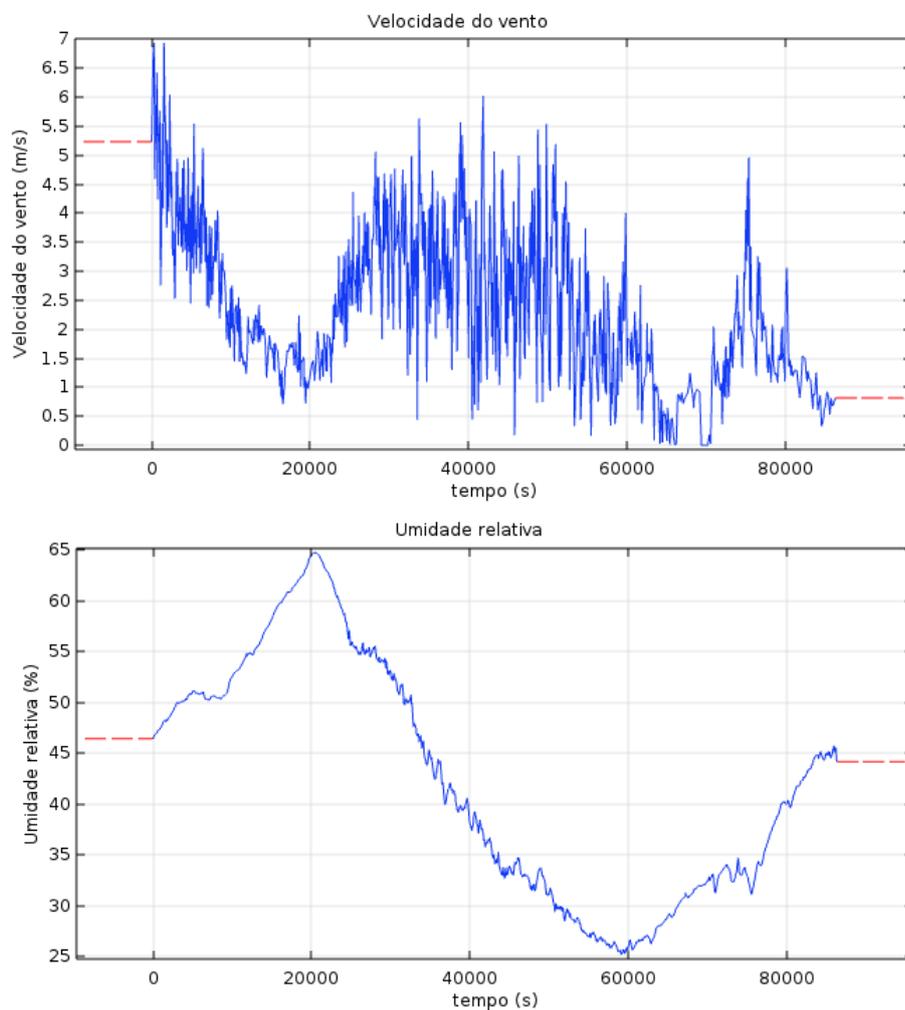
Figura A.2 – Plotagem das funções de interpolação criadas no COMSOL® para os dados da temperatura do ar e irradiância solar direta do dia 26/01/2017 na estação de Petrolina-PE



Fonte: Autoria própria

O COMSOL Multiphysics® possui embutido no software uma compilação de dados meteorológicos de diversas estações ao redor do mundo, incluindo inúmeras estações brasileiras, para os anos de 2013 e 2017, fornecidos pela ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*). Porém, esses valores são somente de médias diárias ou mensais, o que não reflete as variações das condições meteorológicas e solares que ocorrem ao longo do dia, como o propiciado pelo banco de dados do projeto SONDA, justificando, dessa forma, a escolha por esse último.

Figura A.3 – Plotagem das funções de interpolação criadas no COMSOL® para os dados da velocidade do vento e umidade relativa do dia 26/01/2017 na estação de Petrolina-PE



Fonte: Autoria própria

## APÊNDICE B – Irradiância solar na superfície do coletor CPC

Considerando um corpo com emissividade  $\varepsilon$ , refletividade  $\rho_r$ , absorvância  $\alpha$ , e transmitância  $\tau$  (valores adimensionais que variam de 0 até 1), e sendo  $G$  a irradiância incidente sobre a superfície do coletor, em  $\text{W}/\text{m}^2$ , segundo Bergman et al. (2014), podemos escrever a relação:

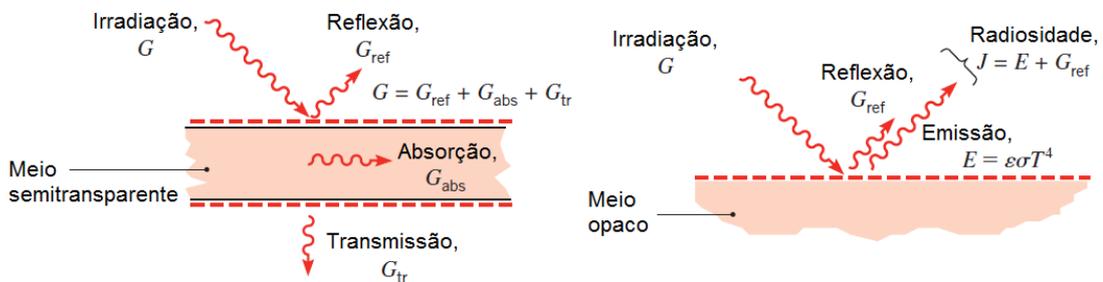
$$G = G_{ref} + G_{abs} + G_{tr} = G(\rho_r + \alpha + \tau) \quad (\text{B.1})$$

onde:

$$\rho_r + \alpha + \tau = 1$$

o que significa que a irradiância total sobre um corpo é a soma das frações da radiação que é refletida ( $G_{ref}$ ), absorvida ( $G_{abs}$ ) e que transpassa o corpo ( $G_{tr}$ ). A calha refletora do coletor pode ser considerada um corpo opaco, então sua transmitância é nula (Figura B.1).

Figura B.1 – Radiação em uma superfície em meio semitransparente e opaco



Fonte: Adaptado de Bergman et al. (2014)

Assim, o fluxo radiativo que deixa o coletor, denominado radiosidade ( $J$ ), dado em  $\text{W}/\text{m}^2$ , será a soma da radiação refletida ( $G_{ref}$ ) e a parcela emitida da radiação absorvida ( $E$ ):

$$J = G_{ref} + E$$

$$J = \rho_r G + \varepsilon e_b(T) \quad (\text{B.2})$$

O termo  $e_b(T)$  representa a potência irradiada através de todos os comprimentos de onda  $e$ , de acordo com a lei de Stefan-Boltzmann, depende da quarta potência da temperatura ( $T$ ):

$$e_b(T) = n^2 \sigma T^4 \quad (\text{B.3})$$

sendo  $n$  o índice de refração do corpo, e  $\sigma$  a constante de Stefan-Boltzmann ( $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ ). O fluxo de calor por irradiação ( $q_{\text{irrad}}$ ) em uma superfície, em  $\text{W}/\text{m}^2$ , é dado pela diferença entre a irradiação incidente e a radiosidade:

$$q_{\text{irrad}} = G - J$$

substituindo  $J$  pela expressão da Equação B.2:

$$q_{\text{irrad}} = (1 - \rho_r) G - \varepsilon e_b(T) \quad (\text{B.4})$$

Considerando que grande parte das superfícies dos corpos opacos se comporta como uma superfície cinza difusa ideal segundo a lei de Kirchhoff, ou seja, a emissividade e absorvância não são dependentes do comprimento de onda ( $\lambda$ ) e do ângulo  $\theta$  entre a superfície normal e a direção da radiação incidente ou emitente (BERGMAN et al., 2014), pode-se assumir a relação:

$$\alpha_{\lambda, \theta} = \varepsilon_{\lambda, \theta} = 1 - \rho_r \quad (\text{B.5})$$

Dessa forma, substituindo na Equação B.4 a relação da Equação B.5, o fluxo de calor por irradiação em corpos cinzas ideais, pode ser expresso como:

$$q_{\text{irrad}} = \varepsilon (G - e_b(T)) \quad (\text{B.6})$$

sendo a Equação B.6 a condição de contorno utilizada para o fluxo de calor por irradiação através das fronteiras do sistema na simulação realizada para a incidência solar no coletor.

O COMSOL Multiphysics® possui um módulo que permite a simulação da irradiância solar em uma certa localização geográfica a partir das coordenadas do local (latitude e longitude), da data (dia, mês e ano), da zona horária no *Coordinated Universal Time* (UTC), e do horário (hora, minuto e segundo).

Considerando o Sol como uma fonte de radiação praticamente esférica, com  $6,957 \times 10^8 \text{ m}$  de raio ( $r_s$ ), a uma distância de  $1,496 \times 10^{11} \text{ m}$  da superfície terrestre ( $r_d$ ), e temperatura de corpo negro de aproximadamente  $5.780 \text{ K}$ , a fonte da radiação solar é simulada pelo COMSOL Multiphysics® através da distribuição espectral de Planck

para o poder emissivo de um corpo negro, em função da temperatura absoluta do corpo e do comprimento de onda. A distribuição espectral do poder emissivo hemisférico de um corpo negro,  $e_{b,\lambda}(\lambda, T)$ , em  $W/(m^2 \cdot \mu m)$ , é dado pela distribuição de Planck:

$$e_{b,\lambda}(\lambda, T) = \frac{2\pi n^2 C_1}{\lambda^5 \left( e^{\frac{C_2}{\lambda T}} - 1 \right)} \quad (\text{B.7})$$

sendo as constantes  $C_1$  e  $C_2$  definidas como:

$$C_1 = hc_0^2 \quad C_2 = \frac{hc_0}{k_B}$$

onde  $h$  é a constante universal de Planck ( $6,62607015 \times 10^{-34}$  J·s),  $k_B$  é a constante universal de Boltzmann ( $1,380649 \times 10^{-23}$  J/K),  $c_0$  é a velocidade da luz no vácuo ( $2,99792 \times 10^8$  m/s),  $\lambda$  é o comprimento de onda no vácuo ( $\mu m$ ), e  $n$  é o índice de refração do meio, que é igual a 1 no vácuo.

Para levar em conta os efeitos espectrais de uma banda (intervalo de comprimentos de onda), pode-se realizar a integração do poder emissivo hemisférico, dado pela distribuição espectral de Planck, para uma dada temperatura absoluta  $T$  e banda ( $\lambda_1, \lambda_2$ ), resultando na emissão dessa banda, em  $W/m^2$ , onde  $F_{\lambda_1 T \rightarrow \lambda_2 T}$  é a fração emitida na banda ( $\lambda_1, \lambda_2$ ) na temperatura  $T$ :

$$\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} e_{b,\lambda}(\lambda, T) d\lambda = F_{\lambda_1 T \rightarrow \lambda_2 T} \int_0^{\infty} e_{b,\lambda}(\lambda, T) d\lambda \quad (\text{B.8})$$

A lei de Stefan-Boltzmann permite determinar a radiação emitida por um corpo ao longo de todos os comprimentos de onda (o seu poder emissivo total, em  $W/m^2$ ), em uma certa temperatura absoluta:

$$\int_0^{\infty} e_{b,\lambda}(\lambda, T) d\lambda = e_b(T) = n^2 \sigma T^4 \quad (\text{B.9})$$

combinando as Equações B.8 e B.9:

$$F_{\lambda_1 T \rightarrow \lambda_2 T} = \frac{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} e_{b,\lambda}(\lambda, T) d\lambda}{n^2 \sigma T^4} \quad (\text{B.10})$$

sendo que:

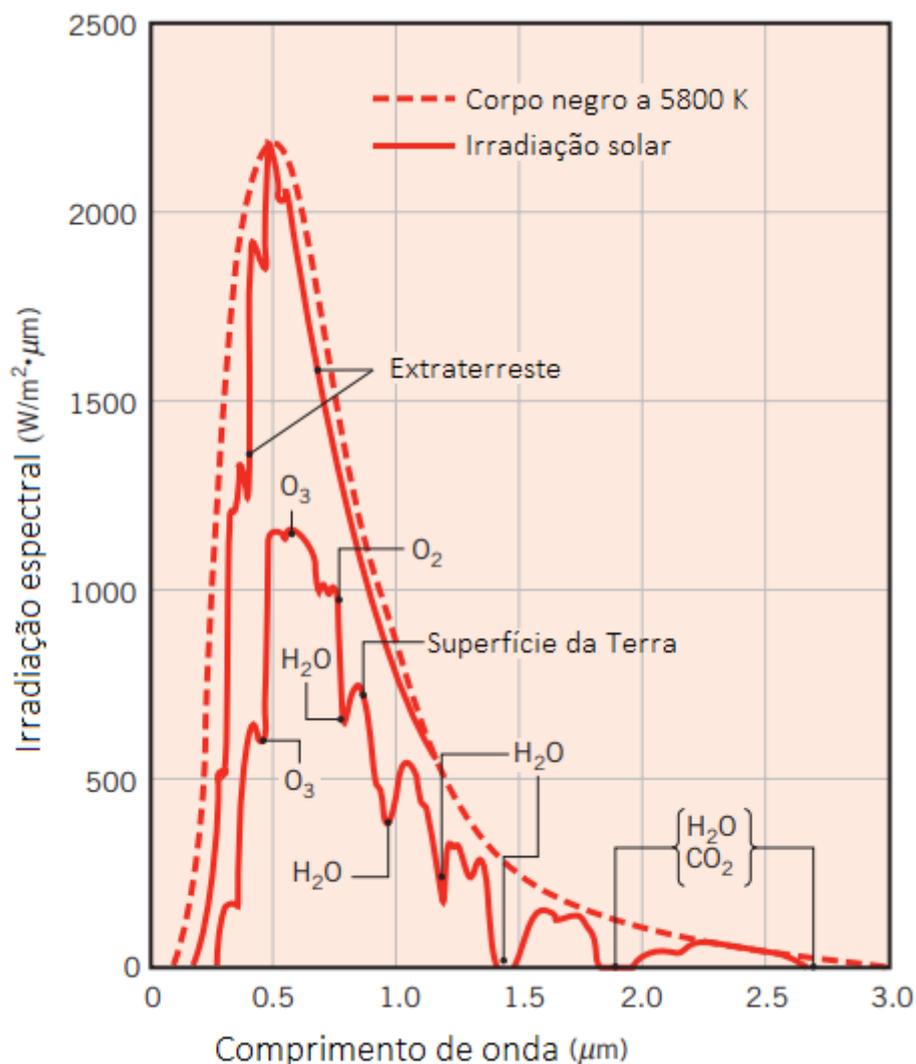
$$F_{\lambda_1 T \rightarrow \lambda_2 T} = F_{0 \rightarrow \lambda_2 T} - F_{0 \rightarrow \lambda_1 T} \quad \text{e} \quad F_{0 \rightarrow \infty} = 1$$

Dessa forma, aplicando a Equação B.10 para a temperatura de corpo negro do Sol,  $T = 5.780$  K, no vácuo ( $n = 1$ ), e banda de 0 até  $2,5 \mu m$  temos:

$$F(0 \mu m \rightarrow 2,5 \mu m) = \frac{\int_0^{2,5} e_{b,\lambda}(\lambda, T) d\lambda}{\sigma 5.780^4} \cong 0,97$$

Esse valor indica que cerca de 97% do espectro solar possui comprimento de onda de  $2,5 \mu\text{m}$  ou menor (Figura B.2). O espectro de luz visível compreende a banda que varia de  $0,4 \mu\text{m}$  até  $0,7 \mu\text{m}$ . Abaixo dessa faixa de comprimento de onda é o espectro ultravioleta, e acima o espectro infravermelho.

Figura B.2 – Distribuição espectral da radiação solar em direção ao solo, considerando a absorção e espalhamento pelos constituintes atmosféricos



Fonte: Bergman et al. (2014)

O fluxo de energia solar sofre uma redução por um fator de  $(r_s/r_d)^2$  até chegar ao limite externo da atmosfera terrestre, sendo a constante solar ( $S_c$ ) definida como o fluxo de energia solar incidente sobre uma superfície com orientação normal aos raios solares no topo da atmosfera, quando a Terra se encontra a uma distância média do Sol, e tem valor de  $S_c = 1.368 \pm 0,65 \text{ W/m}^2$  (BERGMAN et al., 2014).

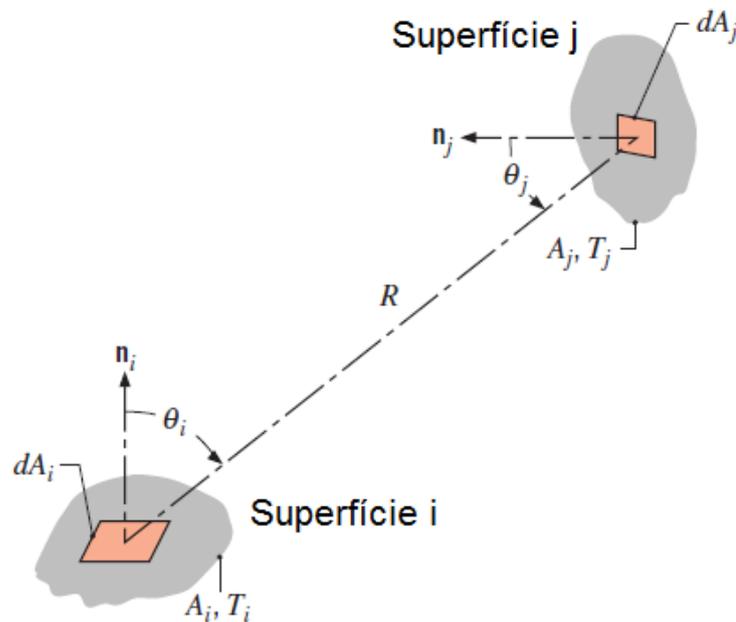
Para calcular o fluxo de radiação solar que atinge a superfície do coletor CPC durante a simulação, é necessária uma expressão que defina a fração da radiação que deixa a fonte de energia solar, de área  $A_j$ , e é interceptada pela superfície do CPC, de

área  $A_i$ . Essa expressão é dada pelo fator de forma (ou fator de visão)  $F_{ij}$ , e segundo Bergman et al. (2014), é definida como:

$$F_{ij} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos \theta_i \cos \theta_j}{\pi R^2} dA_i dA_j \quad (\text{B.11})$$

onde  $dA_i$  e  $dA_j$  são elementos infinitesimais das áreas  $A_i$  e  $A_j$ , que são conectados por uma linha de comprimento  $R$ , formando ângulos polares  $\theta_i$  e  $\theta_j$  em relação aos vetores normais às superfícies,  $n_i$  e  $n_j$  (Figura B.3).

Figura B.3 – Relações utilizadas no cálculo do fator de forma para a troca de radiação entre as superfícies  $i$  e  $j$



Fonte: Bergman et al. (2014)

Para obter o fator de forma entre a fonte de energia solar e uma superfície no espaço tridimensional de simulação, o COMSOL Multiphysics® primeiro calcula a direção da luz solar, através da determinação do ângulo zenital (elevação solar) e azimutal a partir da latitude, longitude, fuso horário, data e hora, seguindo o método descrito por Howell et al. (2015). Então o ângulo zenital,  $\theta_s$ , e o ângulo azimutal,  $\varphi_s$ , do Sol são convertidos em um vetor direção  $(i_{sx}, i_{sy}, i_{sz})$  de coordenadas cartesianas, assumindo que o Norte, o Oeste e o Zênite correspondem às direções positivas dos eixos  $x$ ,  $y$  e  $z$ , respectivamente, determinando assim a posição da fonte de energia solar, de acordo com a seguinte expressão:

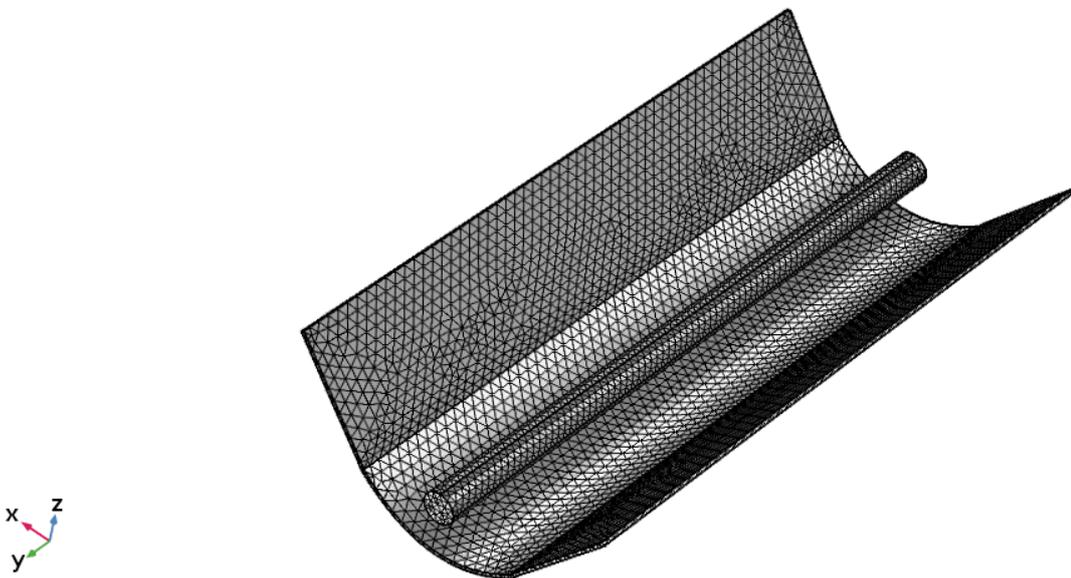
$$\begin{aligned} i_{sx} &= -\cos(\varphi_s) \sin(\theta_s) \\ i_{sy} &= \sin(\varphi_s) \sin(\theta_s) \\ i_{sz} &= -\cos(\theta_s) \end{aligned} \quad (\text{B.12})$$

Com o seu vetor direção determinado, a fonte de radiação solar é simplificada como uma fonte de radiação pontual no infinito, e então é utilizado o  $\cos(\theta_F)$  como fator de forma, sendo  $\theta_F$  o ângulo entre o vetor normal da superfície irradiada e o vetor direção da fonte pontual de radiação solar. Para cada novo passo temporal durante a simulação, os ângulos azimutal e zenital são recalculados, gerando um novo vetor direção para a fonte de radiação solar, simulando, dessa forma, a movimentação do Sol ao longo do dia.

## APÊNDICE C – Malhas de simulação geradas

A malha utilizada na simulação do coletor solar CPC (Figura C.1) é tetraédrica, possuindo 25.434 elementos de domínio, 13.824 elementos de superfície e 962 elementos de linha. Foi utilizado o módulo *Heat Transfer with Surface-to-Surface Radiation* do software COMSOL Multiphysics® para a simulação da irradiação solar sobre o coletor, com um tempo de computação de 2 horas e 8 minutos.

Figura C.1 – Malha utilizada na simulação do coletor solar CPC

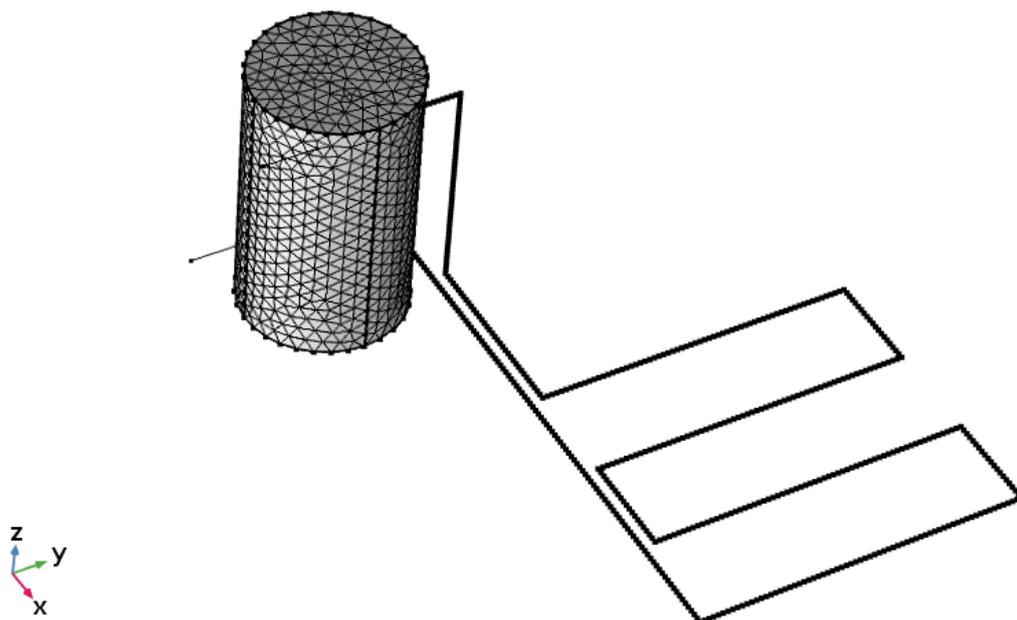


Fonte: Autoria própria

A malha utilizada na simulação do sistema auxiliar acumulador de calor (Figura C.2) também é tetraédrica, e possui 74.683 elementos de domínio, 3.730 elementos de superfície, e 1.926 elementos de linha. Foram utilizados os módulos *Nonisothermal Pipe Flow* para a fluidodinâmica e termodinâmica do fluido de trabalho, e o módulo *Heat Transfer in Solids* para a transferência de calor envolvendo o NaCl sólido.

O tempo de computação para a simulação do carregamento do sistema auxiliar (aquecimento do tanque das 5:00h até às 18:00h), foi de 24 minutos (para o óleo térmico como fluido de trabalho) e 17 minutos (para a água). Para a simulação do descarregamento do sistema auxiliar, foram gastos na computação 17 minutos (utilizando água, já que ela obteve melhor desempenho como fluido de trabalho em relação ao óleo térmico na etapa de carregamento).

Figura C.2 – Malha utilizada na simulação do sistema auxiliar acumulador de calor



Fonte: Autoria própria

## APÊNDICE D – Algoritmo para a integração numérica no tempo da potência real do coletor CPC

A Equação 21 estima a energia total fornecida pelo coletor CPC ao longo do dia ( $Q_{\text{coletor}}$ ), das 5:00h até às 18:00h. Porém, essa Equação envolve uma função de interpolação, que utiliza um conjunto de valores pontuais (e não uma função explícita), inviabilizando a sua integração analítica. Para calcular numericamente a integral presente na Equação 21, foi desenvolvido o seguinte algoritmo, escrito em linguagem Python, que implementa a regra 1/3 de Simpson para realizar a integração numérica:

```

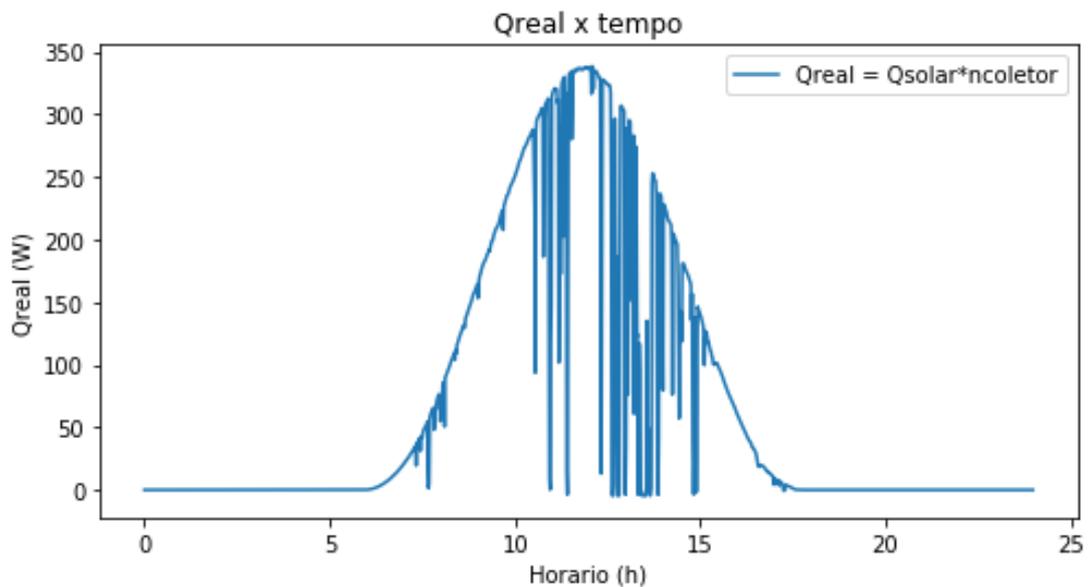
1 import pandas as pd # Importa bibliotecas
2 import numpy as np
3 import matplotlib.pyplot as plt
4
5 # Importa os dados necessarios de um arquivo .csv: tempo (t),
6 # potencia solar total (Qsolar) e fator de interceptacao (y)
7 dados = pd.read_csv('dados_coletor.csv', sep=",", header=None)
8 t=dados.values[:,0]; Qsolar=dados.values[:,1]; y=dados.values[:,2]
9
10 p = 0.85 # Refletividade da calha do coletor
11 Tr = 0.91 # Transmitancia do vidro do tubo a vacuo
12 a = 0.95 # Absorbancia da camada seletiva do tubo a vacuo
13 Ur = 0.60 # Coeficiente global de perda de calor do tubo a vacuo
14 Ar = 0.157079632 # Area do receptor
15 DTm = 60 # Diferenca media das temperaturas
16         # do ambiente e do fluido ao longo do dia
17 dt = 60 # as medidas foram feitas em intervalos de 60 segundos
18
19 # Calcula a potencia real (Qreal) para cada instante t
20 Qreal = y*(Qsolar*p*Tr*a - Ur*Ar*DTm)
21
22 # Plota Qreal x tempo
23 plt.figure(figsize=(8, 4))
24 plt.plot(t/3600, Qreal, label="Qreal = Qsolar*ncoletor");
25 plt.legend(loc='best')
26 plt.xlabel('Horario (h)'); plt.ylabel('Qreal (W)');
27 plt.title('Qreal x tempo')
28 plt.show()
29
30 # Faz a integracao numerica de Qreal no tempo, das 5h ate as 18h,
31 # com dt = 60s, usando a regra de 1/3 de Simpson
32 n = len(Qreal) - 1
33 i1 = np.arange(2,n-1,2,int) # indices pares de 2 ate n-2
34 i2 = np.arange(1,n,2,int) # indices impares de 1 ate n-1

```

```
35 Qcoletor = (dt/3)*(Qreal[0] + sum(2*Qreal[i1])\  
36         + sum(4*Qreal[i2]) + Qreal[n])\  
37 print("Qcoletor =", Qcoletor/1000, "kJ")
```

Como resultado, o algoritmo gera um gráfico da potência real estimada do coletor solar CPC ao longo do dia, e a estimativa da energia total coletada (Figura D.1).

Figura D.1 – Resultado fornecido pelo algoritmo para a integração numérica que determina a estimativa para a energia total captada pelo coletor solar CPC ( $Q_{\text{coletor}}$ )



$Q_{\text{coletor}} = 5775.200533670439 \text{ kJ}$

Fonte: A autoria própria

## Anexos

# ANEXO A – Patente depositada para o secador de cacau vertical



República Federativa do Brasil  
Ministério da Indústria, Comércio Exterior  
e Serviços  
Instituto Nacional da Propriedade Industrial

(21) BR 102015005977-9 A8

(22) Data do Depósito: 02/03/2015

(43) Data da Publicação: 08/05/2018



(54) Título: SECADOR DE CACAU VERTICAL

(51) Int. Cl.: A23N 12/08; A23G 1/06

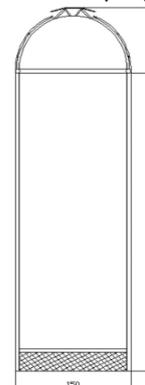
(73) Titular(es): UNIVERSIDADE ESTADUAL DE SANTA CRUZ

(72) Inventor(es): JORGE HENRIQUE DE OLIVEIRA SALES; ARTUR VIEIRA DOS SANTOS; GEORGE WILSON LIMA NOBRE FILHO

(74) Procurador(es): CRISTIANO RODRIGO DA SILVA

Referente ao código 3.1 publicado na RPI2470 de 08/05/2018 relativo ao campo INID (72) Nome do Inventor. Considerem-se os dados atuais.

(57) Resumo: SECADOR DE CACAU VERTICAL . A patente de invenção do secador de cacau vertical tem por objetivo a economia de energia, elétrica e/ou de lenha, e de área em sede de fazenda. O conceito tradicional de estufa satisfaz ao primeiro quesito, mas não ao segundo. A disposição vertical economiza material e mão de obra de montagem, posto que o custo de cobertura é bem maior do que o de paredes verticais, que predominam no presente modelo. Constituído por uma torre foi limitada em 4 m por motivos operacionais e de segurança e mais 80 cm da cúpula de convecção de calor. Alturas maiores são problemas para vantagens econômicas, portanto a altura apresentada aqui já trás vantagens econômicas suficientes para a sua adoção e meios viáveis de operação manual. A base tem medidas 2 x 1,5 m, na qual tornaria iguais os custos das duas alternativas: vertical x horizontal. As amêndoas (cacau, café, etc.) repousam sobre uma tela grossa de nylon (bandejas), ou similar, capaz de deixar circular o máximo fluxo de ar quente ascendente possível com a baixa densidade pre(...)



# ANEXO B – Patente depositada para o sistema auxiliar acumulador de calor



República Federativa do Brasil  
Ministério da Indústria, Comércio Exterior  
e Serviços  
Instituto Nacional da Propriedade Industrial

(21) BR 102016025537-6 A8

(22) Data do Depósito: 24/10/2016

(43) Data da Publicação: 17/07/2018



\* B R 1 0 2 0 1 6 0 2 5 5 3 7 A

(54) Título: SISTEMA AUXILIAR PARA  
SECAGEM DE GRÃOS

(51) Int. Cl.: F24S 90/00

(73) Titular(es): UNIVERSIDADE ESTADUAL  
DE SANTA CRUZ

(72) Inventor(es): JORGE HENRIQUE DE  
OLIVEIRA SALES; ALFREDO TAKASHI  
SUZUKI; GEOVANA PIRES ARAUJO LIMA;  
LUIZ VINICIUS DE MENEZES SOGLIA; ARTUR  
VIEIRA DOS SANTOS

(85) Data do Início da Fase Nacional:  
24/10/2016

