

**ANÁLISE EXERGO-ENERGÉTICA DE UM SISTEMA DE
ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA COM
CANAIS SENOIDAIS UTILIZANDO AR COMO FLUIDO
DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR**

Por: Caio Cezar Neves Pimenta

**Tese de doutorado
Doutorado em Ciências Mecânicas**

Brasília, 13 de maio de 2026.

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE EXERGO-ENERGÉTICA DE UM SISTEMA DE
ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA COM
CANAIS SENOIDAIS UTILIZANDO AR COMO FLUIDO DE
TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Caio Cezar Neves Pimenta

Orientador: Mário Benjamim Baptista de Siqueira, Prof. Dr., UnB

TESE DE DOUTORADO

PUBLICAÇÃO: ENM.DM - XXX.XXX

BRASÍLIA/DF: 13 de maio de 2026

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Análise exergo-energética de um sistema de armazenamento de energia térmica com canais senoidais utilizando ar como fluido de transferência de calor

Caio Cezar Neves Pimenta

TESE DE DOUTORADO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA COMO REQUISITO PARCIAL PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR EM CIÊNCIAS MECÂNICAS.

APROVADA POR:

Mário Benjamim Baptista de Siqueira, Prof. Dr., UnB
(Orientador)

Eduardo Lucas Konrad Burin, Prof. Dr., UFPR
(Examinador Externo)

Celso Eduardo Lins de Oliveira, Prof. Dr., USP
(Examinador Externo)

Edgar Amaral Silveira, Prof. Dr., UNB
(Examinador Interno)

BRASÍLIA/DF, 13 DE MAIO DE 2026.

FICHA CATALOGRÁFICA

Pimenta, C.C.N.

Análise exergo-energética de um sistema de armazenamento de energia térmica com canais senoidais utilizando ar como fluido de transferência de calor [Distrito Federal] 2026.

xxvi, 122p. (ENM/FT/UnB, Doutor, Doutorado em Ciências Mecânicas, 2026.

Tese de doutorado - Universidade de Brasília.

Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica.

Palavras-chave:

1. Armazenamento de energia térmica

3. Meios porosos

5. Temperatura de carregamento/descarregamento

I. ENM/FT/UnB

2. Canal senoidal

4. Análise de exergia

II. Título (série)

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

Pimenta, C.C.N. (2026). Análise exergo-energética de um sistema de armazenamento de energia térmica com canais senoidais utilizando ar como fluido de transferência de calor Tese de doutorado, Publicação ENM.DM - XXX.XXX, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, Distrito Federal, xxvi, 122p.

CESSÃO DE DIREITOS

NOME DO AUTOR: Caio Cezar Neves Pimenta.

TÍTULO DA TESE DE DOUTORADO: Análise exergo-energética de um sistema de armazenamento de energia térmica com canais senoidais utilizando ar como fluido de transferência de calor.

GRAU / ANO: DOUTOR / 2026

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta tese de Doutorado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte desta tese de Doutorado pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.

Caio Cezar Neves Pimenta

Dedicatória

Dedico esta tese primeiramente a Deus, fonte inesgotável de força, sabedoria e inspiração em cada passo desta jornada.

À minha amada esposa, Stefani de Moura Silva Pimenta, pelo amor, paciência e apoio incondicional, que tornaram possível a realização deste sonho.

Aos meus pais, Alfredo Cezar de Moraes Pimenta e Rozileide de Faria Neves Pimenta, exemplos de dedicação e valores que me guiaram até aqui.

Ao meu irmão, Paulo Henrique Neves Pimenta, pela presença e incentivo constantes.

A todos vocês, minha eterna gratidão, respeito e amor.

Agradecimentos

Primeiramente a Deus, pela força física e espiritual para a realização deste trabalho.

Aos meus avós maternos, João de Souza Neves, por todo apoio concedido durante a realização deste trabalho, e Oscalina de Faria Neves (in memorian), bem como aos avós paternos, Jerônimo Pimenta (in memorian) e Maria de Lourdes Moraes Pimenta (in memorian), que, embora não estejam presentes fisicamente no meu dia a dia, sei que estão me abençoando ao lado de Deus. As lembranças são eternas, a saudade permanente e nossos olhos em busca de cenas de tempos vividos, até algum dia! Amo vocês!

A todos os funcionários e professores da Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília, especialmente do Departamento de Ciências Mecânicas, que, de forma direta ou indireta, contribuíram para a realização deste trabalho, em especial aos docentes da área de Termociências.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Mário Siqueira, pela oportunidade de orientação neste trabalho árduo, pelos ensinamentos, pela confiança em meu trabalho, pela grande paciência e, acima de tudo, pela amizade construída ao longo de todos esses anos.

Agradeço especialmente à minha esposa, Stefani de Moura Silva Pimenta, aos meus pais, Alfredo Cezar de Moraes Pimenta e Rozileide de Faria Neves Pimenta, e ao meu irmão, Paulo Henrique Neves Pimenta, pelo apoio incondicional e pela compreensão ao longo de todo o trabalho. Meu amor e gratidão por vocês são imensuráveis!

Resumo

Análise exergo-energética de um sistema de armazenamento de energia térmica com canais senoidais utilizando ar como fluido de transferência de calor

Autor: Caio Cezar Neves Pimenta

Orientador: Mário Benjamim Baptista de Siqueira, Prof. Dr., UnB

Doutorado em Ciências Mecânicas

Brasília, 2026

Neste estudo, foi realizada uma análise energética e exergética de um sistema de armazenamento de energia térmica (TESS) que utiliza ar como fluido de transferência de calor, escoando através de um meio sólido com canais senoidais, uma geometria otimizada para intensificar a transferência térmica. Foram propostas equações simplificadas de conservação de energia para as fases fluida e sólida, permitindo a investigação de diferentes configurações do TESS. Os parâmetros aerodinâmicos foram obtidos por meio de simulações em dinâmica dos fluidos computacional (CFD), com discretização do domínio em volumes finitos e resolução das equações governantes utilizando esquema upwind para o termo advectivo e integração temporal implícita, garantindo robustez e estabilidade numérica. As variáveis termodinâmicas, como temperatura e vazão mássica, foram empregadas para quantificar as perdas de exergia ao longo dos processos. Foram simulados os ciclos de carregamento, descarregamento e redistribuição térmica, considerando condições operacionais representativas de uma planta heliotérmica (CSP). Configurações de TESS com 3, 6 e 9 metros de comprimento, associadas a diferentes vazões mássicas, foram avaliadas, evidenciando a influência da geometria e das condições de escoamento na exergia destruída e na eficiência do armazenamento. Os resultados indicaram que o TESS de 3 m não foi capaz de manter a temperatura do ar requerida para alimentação do ciclo termodinâmico, independentemente da vazão. Por outro lado, o TESS de 9 m, com diâmetro de canal de 0,035 m e vazão de $0,2 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, apresentou o melhor desempenho, com perdas exergéticas totais próximas a 5% da capacidade de armazenamento. O TESS de 6 m, entretanto, demonstrou desempenho comparável, configurando-se como alternativa viável em aplicações onde a compactidade é um fator determinante. Adicionalmente, foi realizada

uma análise exergo-energética integrada do sistema CSP-TESS em escala anual, utilizando o *System Advisor Model (SAM)* para simular a operação sob condições reais de irradiância solar e despacho energético. Essa abordagem permitiu avaliar o desempenho do sistema ao longo de diferentes regimes operacionais, fornecendo uma visão mais abrangente da eficiência global e das irreversibilidades associadas ao acoplamento entre o campo solar e o sistema de armazenamento térmico. Observou-se que o consumo de potência do soprador é fortemente dependente da geometria dos canais, devendo ser cuidadosamente considerado no dimensionamento do sistema. De forma geral, os resultados demonstram que meios porosos com canais senoidais constituem uma alternativa promissora para sistemas de armazenamento de calor sensível em alta temperatura de pequeno porte, devido ao elevado coeficiente de transferência de calor, baixa perda de carga, modularidade construtiva e adequada relação custo-benefício.

Palavras-chaves: Armazenamento de energia térmica; canal senoidal; meios porosos; análise de exergia.

Abstract

Exergo-energetic analysis of a thermal energy storage system with senoidal channels using air as the heat transfer fluid

Author: Caio Cezar Neves Pimenta

Supervisor: Mário Benjamin Baptista de Siqueira, Prof. Dr., UnB

PhD in Mechanical Sciences

Brasília, 2026

This study presents an energy and exergy analysis of a Thermal Energy Storage System (TESS) that uses air as the heat transfer fluid, flowing through a solid medium with sinusoidal channels—an optimized geometry designed to enhance heat transfer. Simplified energy conservation equations were proposed for both the fluid and solid phases, enabling the investigation of different TESS configurations. Aerodynamic parameters were obtained through Computational Fluid Dynamics (CFD) simulations, with domain discretization based on the finite volume method. The governing equations were solved using an upwind scheme for the advective term and implicit time integration, ensuring numerical robustness and stability. Thermodynamic variables, such as temperature and mass flow rate, were used to quantify exergy losses throughout the processes. Charging, discharging, and thermal redistribution cycles were simulated under operating conditions representative of a Concentrated Solar Power (CSP) plant. TESS configurations with lengths of 3, 6, and 9 meters, combined with different mass flow rates, were evaluated, highlighting the influence of geometry and flow conditions on exergy destruction and storage efficiency. The results indicated that the 3 m TESS was unable to maintain the required air temperature for supplying the thermodynamic cycle, regardless of the mass flow rate. In contrast, the 9 m TESS, with a channel diameter of 0.035 m and a mass flow rate of $0.2 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, achieved the best performance, with total exergy losses close to 5% of the storage capacity. The 6 m TESS, however, showed comparable performance, representing a viable alternative in applications where compactness is a key factor. Additionally, an integrated exergo-energetic analysis of the CSP-TESS system was conducted on an annual scale using the System Advisor Model (SAM) to simulate operation under real solar irradiance and dispatch

conditions. This approach enabled the assessment of system performance across different operating regimes, providing a more comprehensive understanding of overall efficiency and irreversibilities associated with the coupling between the solar field and the thermal storage system. It was observed that blower power consumption is strongly dependent on channel geometry and must be carefully considered during system design. Overall, the results demonstrate that porous media with sinusoidal channels represent a promising alternative for small-scale, high-temperature sensible heat storage systems, due to their high heat transfer coefficients, low pressure drop, modular design, and favorable cost-effectiveness.

Keywords: Thermal energy storage; sinusoidal channel; porous media; exergy analysis.

Sumário

Dedicatória	iv
Agradecimentos	v
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Objetivos	4
1.1.1 Objetivos específicos	4
1.2 Organização do trabalho	4
2 REVISÃO DE LITERATURA	5
2.1 Metodologia de análise bibliométrica	5
2.2 Resultados da análise bibliométrica	6
2.3 Publicações	9
2.4 Resumo do capítulo	16
3 MODELO MATEMÁTICO	17
3.1 Meio poroso	17
3.2 Modelo CFD no STAR-CCM+	19
3.3 Modelo simplificado unidimensional de balanço de energia	20
3.4 Análise exergética	22
3.5 Energia armazenada	24
3.6 Dimensionamento TESS	25
4 ANÁLISE DE EXERGO-ENERGÉTICA DO SISTEMA DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA EM CICLOS PADRÕES DE CARREGAMENTO-DESCARREGAMENTO	26
4.1 Metodologia de Solução	26
4.1.1 Simulação CFD	26
4.1.2 Simulação do TESS	28
4.2 Resultados e Discussões	31
4.2.1 Resultados do STAR-CCM+	32

4.2.2	Parametrização do modelo	34
4.2.3	Período de Inicialização do TESS	38
4.2.4	Análise do Regime Estacionário	40
4.2.5	Análise de Sensibilidade	43
5	ANÁLISE EXERGO-ENERGÉTICA DE SISTEMA CSP-TESS NO CICLO ANUAL	50
5.1	Metodologia de Simulação	51
5.1.1	Configuração Campos Solares - Simulações SAM	52
5.1.2	Modelagem da Eficiência Óptica do Campo Solar	53
5.1.3	Modelagem da Operação em Carga Parcial do Ciclo Rankine	54
5.1.4	Estratégias de controle de descarregamento do TESS	57
5.2	Resultados e Discussões	61
5.2.1	Local da Instalação	62
5.2.2	Campos Solares e Eficiência Ótica – Simulações SAM	63
5.2.3	Comportamento Sazonal CSP-TESS	66
5.2.3.1	Comportamento Dinâmico do Sistema CSP-TESS	67
5.2.3.2	Geração de energia mensal	73
5.2.3.3	Análise Exergética	75
5.2.4	Análise Anual Integrada de Energia e Exergia do Sistema CSP com TESS	83
6	CONCLUSÕES	87
6.1	Sugestões para Trabalhos Futuros	89
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	90
	APÊNDICE A - MODELOS DE TURBULÊNCIA: $k-\varepsilon$ E $k-\omega$ SST	95
	APÊNDICE B - CONVERGÊNCIA DE MALHA NAS SIMULAÇÕES CFD COM STAR-CCM+	97
	APÊNDICE C - CONVERGÊNCIA DE MALHA DO MODELO DE BALANÇO DE ENERGIA LTNE	99

Lista de Figuras

Figura 1 – Avanço das publicações sobre o tema abordado.	7
Figura 2 – Número de publicações por autor.	7
Figura 3 – Número de publicações por área de conhecimento.	8
Figura 4 – Tipos de documentos publicados	8
Figura 5 – TESS com bomba de vácuo conectada ao sistema e registrador de dados usado nos testes de desestratificação térmica Okello, Nydal e Banda (2014).	12
Figura 6 – Componentes do sistema: (A) suporte da tela de grade para as rochas, (B) difusor de ar, (C) armazenamento e isolamento externo e (D) sistema completo durante o teste de desestratificação térmica.	12
Figura 7 – Representação esquemática de um tanque de armazenamento de energia térmica latente de duas camadas contendo diferentes diâmetros de cápsulas de PCM. Saha e Das (2020).	14
Figura 8 – Vista em perspectiva do armazenamento térmico.	18
Figura 9 – Geometria da unidade de armazenamento proposta.	18
Figura 10 – Domínio computacional e geometria de canal usados na simulação CFD.	27
Figura 11 – Diagrama de uma usina de energia solar concentrada a vapor.	30
Figura 12 – Sequência de solução de ciclo nas simulações.	31
Figura 13 – Malha poliédrica do canal senoidal usada na simulação CFD.	32
Figura 14 – Distribuição de velocidade no plano central do canal senoidal para $G = 0,225 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$. O detalhe no painel (b) mostra as linhas de corrente para uma seção do padrão senoidal.	33
Figura 15 – Distribuição de temperatura, painel (a), e pressão, painel (b), no plano central do canal senoidal para $G = 0,225 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$. No painel (a), indicação das posições de valores altos e baixos da temperatura média na seção transversal.	34
Figura 16 – Regressão $\log(Nu/Pr^{1/3})$ versus $\log(Re)$. Os pontos representam dados simulados com o STAR-CCM+. A linha vermelha é a linha de tendência da regressão linear.	35

Figura 17 – Valores de a , painel (a), e m , painel (b), para diferentes comprimentos obtidos a partir da regressão de $\log(Nu/Pr^{1/3})$ versus $\log(Re)$ para diferentes comprimentos do armazenamento. Os dados foram obtidos por meio de simulações no STAR-CCM+.	36
Figura 18 – Diagrama de Moody mostrando a relação entre o fator de atrito e o número de Reynolds a partir das simulações no STAR-CCM+.	37
Figura 19 – Curva de temperatura ao longo do canal, obtida com STAR-CCM+ e com o modelo numérico simplificado, para $G = 0,225 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ e $L = 6 \text{ m}$	38
Figura 20 – Evolução das temperaturas dos sólidos durante o carregamento (a) e o descarregamento (b).	39
Figura 21 – (a) Exergia destruída pelo ciclo de aquecimento TESS. (b) Exergia não utilizada durante a fase de carga pelo ciclo de aquecimento TESS. Não há exergia não utilizada nas fases de descarga e redistribuição.	40
Figura 22 – Evolução da distribuição de temperatura em ($^{\circ}\text{C}$) durante a sequência de carregamento-descarregamento para um canal. O colormap representa a temperatura do sólido, enquanto as isolinhas etiquetadas representam a temperatura do ar.	41
Figura 23 – Distribuição de temperatura ao final do período de carga (a), descarga (b) e redistribuição (c) em regime estacionário. A seta indica a direção do fluxo de ar.	41
Figura 24 – Taxa de destruição de exergia em função do tempo durante o carregamento, painel (a), e durante o descarregamento, painel (b). Os valores correspondem a um único canal.	42
Figura 25 – Taxa de exergia perdida devido aos gases de exaustão durante a fase de carregamento.	43
Figura 26 – Perfis de temperatura do sólido ao final dos períodos de carregamento e descarregamento para três configurações diferentes. A área sombreada representa a energia armazenada durante o ciclo. O painel (a) apresenta os resultados para o caso base; (b) com $L = 6 \text{ m}$, $H = 0,07 \text{ m}$ e $G = 0,2 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; e (c) com $L = 9 \text{ m}$, $H = 0,07 \text{ m}$ e $G = 0,2 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$	44
Figura 27 – Evolução da temperatura do ar na saída do TESS durante o descarregamento. Painel (a) com comprimento $L = 6 \text{ m}$, largura $H = 0,07 \text{ m}$ e vazão $G = 0,05 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; (b) $L = 6 \text{ m}$, $H = 0,07 \text{ m}$ e $G = 0,2 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; (c) $L = 3 \text{ m}$, $H = 0,07 \text{ m}$ e $G = 0,1 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$. O valor mínimo aceitável de 640°C também é indicado.	45
Figura 28 – Temperatura do ar de exaustão durante o carregamento para duas configurações diferentes.	46
Figura 29 – Exergia perdida em relação à energia armazenada no TESS, em função de H , painel (a), e G , painel (b).	47

Figura 30 – Ajuste entre a eficiência a carga parcial e o calor fornecido pelo sistema solar ao bloco de potência.	57
Figura 31 – Fluxograma da estratégia de controle de descarregamento do TESS para máxima potência.	58
Figura 32 – Fluxograma da estratégia de controle de descarregamento do TESS para despacho prolongado.	59
Figura 33 – Perfil de carga horário médio do SIN por estação do ano durante 2025.	60
Figura 34 – Fluxograma da estratégia de controle de descarregamento do TESS restrito a horário de pico.	60
Figura 35 – Distribuição mensal de DNI ao longo do ano.	63
Figura 36 – Distribuição espacial do campo heliostático para diferentes múltiplos solares ($SM = 2$ (a) e $SM = 4$ (b)), evidenciando a expansão do campo e os efeitos da otimização anual na assimetria da disposição dos heliostatos.	64
Figura 37 – Eficiência óptica global dos campos solares de $SM = 2$ (a) e $SM = 4$ (b)	66
Figura 38 – Análise da operação do sistema com armazenamento térmico para diferentes múltiplos solares sob perfis variáveis de irradiância direta normal (DNI). Semana de Janeiro com $SM = 2$ e TS.	67
Figura 39 – Análise da operação do sistema com armazenamento térmico para diferentes múltiplos solares sob perfis variáveis de irradiância direta normal (DNI). Semana de Julho com $SM = 2$ e TS.	68
Figura 40 – Análise da operação do sistema com armazenamento térmico para diferentes múltiplos solares sob perfis variáveis de irradiância direta normal (DNI). Semana de Janeiro com $SM = 4$ e TS.	68
Figura 41 – Análise da operação do sistema com armazenamento térmico para diferentes múltiplos solares sob perfis variáveis de irradiância direta normal (DNI). Semana de Julho com $SM = 4$ e TS.	69
Figura 42 – Análise da operação do sistema com armazenamento térmico para diferentes múltiplos solares sob perfis variáveis de irradiância direta normal (DNI). Semana de Janeiro com $SM = 2$ e TD.	70
Figura 43 – Análise da operação do sistema com armazenamento térmico para diferentes múltiplos solares sob perfis variáveis de irradiância direta normal (DNI). Semana de Julho com $SM = 2$ e TD.	71
Figura 44 – Análise da operação do sistema com armazenamento térmico para diferentes múltiplos solares sob perfis variáveis de irradiância direta normal (DNI). Semana de Janeiro com $SM = 4$ e TD.	71
Figura 45 – Análise da operação do sistema com armazenamento térmico para diferentes múltiplos solares sob perfis variáveis de irradiância direta normal (DNI). Semana de Julho com $SM = 4$ e TD.	72
Figura 46 – Comparativo da geração de energia mensal para diferentes múltiplos solares ($SM = 2$ e 4) e TS e TD.	73

Figura 47 – Disponibilidade de energia térmica direta do receptor em função de SM = 2 e 4 e TS e TD.	74
Figura 48 – Impacto do múltiplo solar e da duplicação de tubos na extração de calor do sistema de armazenamento (TESS).	74
Figura 49 – Perfil mensal de exergia de exaustão e exergia destruída no TESS para SM = 2 com TESS simples (9 MWh, TS).	76
Figura 50 – Perfil mensal de exergia de exaustão e exergia destruída no TESS para SM = 4 com TESS simples (9 MWh, TS).	77
Figura 51 – Perfil mensal de exergia de exaustão e exergia destruída no TESS para SM = 2 com TESS duplo (18 MWh, TD).	77
Figura 52 – Perfil mensal de exergia de exaustão e exergia destruída no TESS para SM = 4 com TESS duplo (18 MWh, TD).	78
Figura 53 – Exergia destruída adicional decorrente da operação em carga parcial (SM = 2 e TS).	80
Figura 54 – Exergia destruída adicional decorrente da operação em carga parcial (SM = 4 e TS).	81
Figura 55 – Exergia destruída adicional decorrente da operação em carga parcial (SM = 2 e TD).	81
Figura 56 – Exergia destruída adicional decorrente da operação em carga parcial (SM = 4 e TD).	82
Figura 57 – Distribuição de temperatura durante as fases de carga e descarga do primeiro ciclo (estudo de convergência da rede).	100

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Parâmetros e valores utilizados nas simulações.	29
Tabela 2 – Parâmetros utilizados na simulação do caso de referência.	30
Tabela 3 – Propriedades do material de armazenamento térmico	31
Tabela 4 – Resultados para diferentes parâmetros geométricos, L e H , e vazão mássica G	48
Tabela 5 – Parâmetros relevantes do Campos Solares simulados pelo SAM	65
Tabela 6 – Coeficientes do ajuste de eficiência e estatísticas	65
Tabela 7 – Valores energéticos anualizados.	84
Tabela 8 – Valores exergéticos anualizados.	84
Tabela 9 – Análise de sensibilidade da malha: parâmetros da rede e temperatura de saída.	98
Tabela 10 – Diferença máxima de temperatura entre simulações com número de células de grade.	100

Lista de abreviaturas e siglas

BEN	Balanco Energético Nacional
CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics)
CSP	Energia Solar Concentrada (Concentrated Solar Power)
DLR	Agência Espacial Alemã (Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt)
FTC	Fluido de Transferência de Calor
GEE	Gases de Efeito Estufa
IEA	Agência Internacional de Energia (International Energy Agency)
SAM	System Advisor Model
TESS	Sistema de Armazenamento de Energia Térmica (Thermal Energy Storage System)
SG	Gerador de Vapor (Steam Generator)
DNI	Irradiância Normal Direta (Direct Normal Irradiance)
FVM	Método dos Volumes Finitos (Finite Volume Method)
PISO	Pressure-Implicit with Splitting of Operators
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations
HTF	Fluido de Transferência de Calor (Heat Transfer Fluid)
TES	Armazenamento de Energia Térmica (Thermal Energy Storage)
MS	Múltiplo Solar (Solar Multiple)
PLR	Razão de Carga (Part Load Ratio)
IAPWS-IF97	Formulação Industrial de 1997 para as Propriedades da Água e do Vapor

Lista de símbolos

A	Área [m ²]
t	Tempo [s]
T	Temperatura [K]
p	Pressão [Pa]
v	Volume específico [m ³ /kg]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
h	Entalpia específica [J/kg]
Δh	Variação de entalpia [J/kg]
s	Entropia específica [J/(kg · K)]
X	Exergia [J]
R	Constante dos gases [J/(kg · K)]
q	Taxa de transferência de calor [W]
$\dot{Q}$	Taxa de calor [W]
h_{conv}	Coeficiente convectivo [W/(m ² · K)]
k	Condutividade térmica [W/(m · K)]
C	Calor específico [J/(kg · K)]
u	Velocidade do fluido [m/s]
v	Velocidade superficial (Darcy) [m/s]
G	Fluxo mássico [kg/(m ² s)]
Re	Número de Reynolds [-]
Nu	Número de Nusselt [-]

Pr	Número de Prandtl [-]
K	Constante de Stodola
ε	Porosidade [-]
ν	Viscosidade cinemática [m ² /s]
β	Coeficiente de Forchheimer [-]
d	Diâmetro [m]
L	Comprimento [m]
P	Perímetro [m]
DNI	Irradiância normal direta [W/m ²]
η_{opt}	Eficiência óptica [-]
θ_z	Ângulo de zênite [graus]
γ_s	Ângulo de azimuth solar [graus]
A_{rec}	Área do receptor [m ²]
$A_{esp,CS}$	Área efetiva do campo solar [m ²]
$\dot{Q}_{abs}$	Calor absorvido no receptor [W]
α_{rec}	Absortividade [-]
ε_{rec}	Emissividade [-]
σ_{SB}	Constante de Stefan-Boltzmann [W/(m ² · K ⁴)]
$\dot{m}$	Vazão mássica [kg/s]
$\dot{m}_{rec}$	Vazão mássica no receptor [kg/s]
$\dot{m}_{SG}$	Vazão mássica no gerador de vapor [kg/s]
$\dot{m}_{TESS}$	Vazão mássica no TESS [kg/s]
Δh_{SG}	Variação de entalpia no gerador de vapor [J/kg]
$h_{SG,e}$	Entalpia na entrada do SG [J/kg]
$h_{SG,s}$	Entalpia na saída do SG [J/kg]
$h_{TESS,s}$	Entalpia na saída do TESS [J/kg]
h_{amb}	Entalpia ambiente [J/kg]

$\dot{W}$	Potência [W]
η	Eficiência [-]
η_{is}	Eficiência isentrópica [-]
$\eta_{is,N}$	Eficiência isentrópica nominal [-]
$\eta_{is,cp}$	Eficiência isentrópica em carga parcial [-]
x	Razão de carga (PLR) [-]
f	Parâmetro de controle de fluxo no receptor [-]
$\frac{\partial}{\partial t}$	Derivada temporal [s ⁻¹]
∇	Operador gradiente [-]
a	Ambiente
f	Fluido
s	Sólido
rec	Receptor
SG	Gerador de vapor
$TESS$	Sistema de armazenamento térmico
N	Condição nominal
cp	Carga parcial

1 Introdução

O aquecimento global, impulsionado pelo aumento dos Gases de Efeito Estufa (GEE), é uma das maiores preocupações da atualidade, exigindo uma transição para energias renováveis. Segundo a Agência Internacional de Energia (IEA), é crucial que a participação dessas energias na matriz energética global aumente de 30% para 65% até 2050 para limitar o aquecimento a menos de 2°C [Agência Internacional de Energia \(2023\)](#). Fontes renováveis como a hidroeletricidade, biomassa e energia eólica oferecem vantagens ambientais e sustentáveis, embora enfrentem desafios como a disponibilidade de biomassa e a localização geográfica ideal para a energia eólica, limitando sua expansão em determinadas regiões. A previsão é que a capacidade de geração de energias renováveis triplique até 2030 e que se alcance emissões líquidas zero até 2050 [Agência Internacional de Energias Renováveis \(IRENA\) \(2024\)](#), ações essenciais para limitar o aumento da temperatura global a 1,7 °C até 2100, embora esta meta ultrapasse o limite mais seguro de 1,5°C estabelecido pelos cientistas para evitar os impactos mais severos das mudanças climáticas [Group \(2024\)](#). A aceleração da transição energética é vista como essencial para a criação de um mundo sustentável, embora os desafios persistam, oferecendo, ao mesmo tempo, oportunidades significativas de transformação econômica e sustentável.

Nesse contexto, a energia solar surge como uma das fontes renováveis mais promissoras para atender ao crescimento significativo da demanda de eletricidade esperado para os próximos anos, especialmente devido à eletrificação do transporte urbano. A forma mais difundida de aproveitar a energia solar é por meio da conversão direta da radiação solar em corrente elétrica, utilizando painéis fotovoltaicos. Essa tecnologia tem contribuído para um crescimento acelerado da potência fotovoltaica instalada.

Devido à alta incidência de radiação solar, o Brasil se consolidou como líder na adoção de energia fotovoltaica, principalmente na geração distribuída, com crescente adesão por residências, empresas e setores rurais, impulsionando o crescimento dessa fonte [Energy \(2023\)](#). Além disso, milhões de sistemas fotovoltaicos já estão conectados à rede elétrica, com projetos de instituições públicas e privadas fortalecendo o uso de painéis solares, contribuindo para menores custos de energia e maior sustentabilidade [Neves \(2023\)](#). A participação crescente das fontes renováveis, especialmente a solar, tem impactos positivos na sustentabilidade ambiental e na economia de energia, alinhando-se com as metas globais de redução de emissões de carbono [Lu et al. \(2024\)](#).

Em 2026, a capacidade instalada de energia solar fotovoltaica no Brasil ultrapassou 55 GW, consolidando-se como a segunda maior fonte de geração de eletricidade do país, superada apenas pela energia hidrelétrica. Globalmente, a energia solar superou a marca de 2 TW de capacidade instalada, com a China liderando amplamente o setor, seguida por Estados Unidos, Índia e Japão. O mercado global de energia solar continua em rápida expansão, consolidando a tecnologia solar como a fonte de geração elétrica com maior crescimento na matriz energética mundial. No entanto, a intermitência da energia solar, causada pela presença de nuvens e pela ausência de geração durante o período noturno, permanece como um desafio significativo, tanto no Brasil quanto no cenário internacional, exigindo avanços em sistemas de armazenamento de energia e integração com outras fontes energéticas [ABSOLAR \(2026\)](#) e [IEA \(2026\)](#).

A energia solar térmica, também conhecida como energia heliotérmica, tem ganhado destaque como uma alternativa promissora para superar a intermitência da energia solar. Nessa tecnologia, a radiação solar é utilizada para aquecer um fluido a temperaturas altas o suficiente para gerar energia mecânica por meio de um ciclo termodinâmico. A tecnologia de Energia Solar Concentrada (CSP) utiliza espelhos para concentrar a radiação solar, seja em linha (como nos sistemas cilíndricos-parabólicos ou Fresnel) ou em ponto (como nas torres solares ou discos parabólicos), aquecendo fluidos a temperaturas entre 300°C e 750°C. Esses sistemas permitem gerar vapor para acionar turbinas e produzir eletricidade, oferecendo alta eficiência e a capacidade de armazenar energia térmica para uso em horários de pico de demanda defasadas em relação à radiação solar. A CSP também se destaca pela capacidade de armazenar energia térmica sem a necessidade de conversão, o que contribui para maior estabilidade na geração de energia [International Energy Agency \(2021\)](#).

Uma solução interessante é o armazenamento térmico sensível, que envolve o aquecimento de um meio sem alterar sua fase. Esse tipo de armazenamento pode ser direto, utilizando o próprio fluido de transferência de calor (HTF), ou indireto, utilizando um meio de armazenamento distinto [ENEA \(2020\)](#), [Behar et al. \(2017\)](#). O ar é uma opção promissora como HTF em usinas CSP de torre central, especialmente em sistemas com receptores volumétricos. O ar é barato, abundante, não tem limitações de temperatura e não representa risco ambiental em caso de vazamento, sugerem [Nishimura et al. \(2003\)](#), [Rush, Newell e Jacobi \(1999\)](#), [Russ e Beer \(1997\)](#), [Corvalán \(2017\)](#), [Sasidharan e Dutta \(2022\)](#). No entanto, não é possível armazenar energia térmica no ar devido a dificuldades operacionais.

Recentemente, uma abordagem promissora para o armazenamento térmico em usinas CSP tem sido o uso de meios porosos, que, quando aquecidos por ar, oferecem vantagens como uma grande área superficial para troca térmica eficiente, aumentando o desempenho térmico e permitindo operação em altas temperaturas. Essa tecnologia foi demonstrada no protótipo de usina CSP de Julich, na Alemanha [Fleury e Lenormand \(1995\)](#), e é uma das alternativas mais viáveis para plantas solares de menor porte. Essa

tecnologia, aliada a uma análise exergética, permite avaliar a eficiência do sistema, as perdas e identificar potenciais melhorias no desempenho do sistema de armazenamento Pitz-Paal (2020), Raboaca et al. (2019), Doe e Smith (2023).

Este estudo realiza duas análises complementares. A primeira consiste em uma avaliação exergo-energética de um sistema de armazenamento de energia térmica por calor sensível (TESS, do inglês Thermal Energy Storage System). A segunda investiga a integração desse sistema em um ciclo anual de uma planta CSP. Em ambas as abordagens, o TESS é modelado como um meio poroso com canais senoidais aquecido por ar. Essa geometria para o meio poroso foi escolhida por apresentar coeficientes de troca de calor otimizados Nishimura et al. (2003), Rush, Newell e Jacobi (1999) e Russ e Beer (1997). O objetivo é avaliar a eficiência do sistema, identificar fontes de irreversibilidade e explorar possíveis melhorias de desempenho. Para garantir uma análise realista, considera-se um estudo de caso com base nas especificações técnicas de uma planta real de energia solar concentrada (CSP). Um modelo simplificado, desenvolvido e validado com base em um modelo detalhado de dinâmica dos fluidos computacional (CFD, do inglês Computational Fluid Dynamics), é utilizado para realizar múltiplas simulações e identificar configurações ótimas. O modelo CFD simula o escoamento turbulento através dos canais porosos, fornecendo dados críticos de escoamento e transferência de calor usados para informar e calibrar o modelo simplificado de balanço de energia.

Uma vez validado, o modelo simplificado permite uma exploração mais ampla do espaço de projeto, cuja análise seria inviável apenas por CFD devido aos elevados custos computacionais, levando à identificação das configurações mais eficazes do sistema. Ao quantificar a destruição de exergia e as perdas térmicas durante a operação, este trabalho fornece *insights* sobre o comportamento térmico de meios porosos com canais senoidais em aplicações de armazenamento de energia, apoiando a otimização do projeto.

O principal objetivo deste estudo é elucidar o desempenho termodinâmico de sistemas de armazenamento térmico em meio poroso (TESS) operando com ar como fluido de transferência de calor, bem como avaliar sua integração e desempenho operacional em plantas CSP ao longo de um ciclo anual. Além da análise do ciclo em regime permanente por meio das abordagens de energia e exergia, o estudo também aborda condições operacionais não estacionárias, como partida, paradas para manutenção e longos períodos nublados.

Embora o modelo simplificado não consiga capturar distribuições locais detalhadas de temperatura induzidas pela geometria senoidal estruturada como faz o modelo completo de CFD, ele prevê de forma confiável o comportamento termodinâmico global quando as características do escoamento em regime permanente são devidamente parametrizadas. Idealmente, a validação experimental fortaleceria ainda mais o modelo. Na ausência desses dados, no entanto, as simulações detalhadas de CFD, incorporando modelagem de turbulência apropriada, oferecem confiança de que as suposições do modelo simplificado são razoáveis e fisicamente consistentes.

1.1 Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é avaliar o desempenho por meio de análise exergo-energética de sistema de armazenamento de energia térmica sensível de meio poroso formado por canais senoidais integrado a um sistema de CSP operando com ar como fluido de transferência de calor.

1.1.1 Objetivos específicos

- Desenvolver modelo numérico computacional para solução de balanço de energia de armazenador de energia térmica (TESS) em meio poroso com canais senoidais e ar como fluido de transferência de calor;
- Estudo paramétrico da operação do TESS em ciclos de carregamento e descarregamento contínuo;
- Avaliação operacional do TESS com canais senoidais em CSP no ciclo anual.

1.2 Organização do trabalho

Este trabalho está estruturado da seguinte maneira:

O Capítulo 2 aborda a revisão bibliométrica e a literatura relacionada, que apresenta resumos de estudos sobre a análise exergética de diversos processos de armazenamento térmico. Esses estudos serviram como base para o desenvolvimento deste trabalho.

No Capítulo 3, é apresentada a modelagem matemática detalhada de todo o processo, com o objetivo de explicar o equacionamento dos processos térmicos e exergéticos.

O modelo desenvolvido será primeiramente testado em uma condição padrão de ciclo de carregamento-descarregamento do TESS para uma análise de sensibilidade de parâmetros construtivos e operacionais. Os resultados deste estudo serão apresentados no Capítulo 4.

Com base nas conclusões do Capítulo 4, uma configuração mais adequada será implementada em modelo de CSP com TESS para uma avaliação de ciclo anual. O modelo incorpora resultados de simulação de plantas CSP pela plataforma System Advisor Model (SAM) com modelo TESS desenvolvido para possibilitar simulações realistas com os dados solarimétricos de Brasília. Esses resultados são discutidos no Capítulo 5.

Por fim, o Capítulo 6 contém as conclusões finais deste trabalho e as sugestões para trabalhos futuros.

2 Revisão de literatura

Nesta seção, uma revisão sistemática da literatura publicada sobre definições e os principais conceitos relacionados ao balanço exergético em sistemas térmicos é apresentada com base em energia solar. Primeiramente, uma análise bibliométrica da produção científica relacionada ao tema é realizada, visando identificar tendências e o crescimento do conhecimento, o impacto das publicações feitas ao longo dos anos, identificar os principais autores e acompanhar o desenvolvimento de tecnologias. Em segundo lugar, uma análise mais profunda das principais publicações identificadas na análise bibliométrica em ordem cronológica é realizada, extraindo os objetivos, a metodologia utilizada e as principais conclusões. Ao final, as lacunas ainda abertas em relação ao tema são identificadas, orientando os objetivos do presente trabalho.

2.1 Metodologia de análise bibliométrica

Esta seção descreve a metodologia de pesquisa utilizada na revisão sistemática. De acordo com [Cronin, Ryan e Coughlan \(2008\)](#), para realizar uma revisão completa de uma área específica, cinco etapas devem ser realizadas: formulação da questão de pesquisa; definir critérios de inclusão ou exclusão; selecionar e acessar a literatura; avaliar a qualidade da literatura incluída na revisão; analisar, sintetizar e divulgar os resultados.

Decidiu-se, primeiramente, seguir uma abordagem estruturada para avaliar as publicações na literatura relacionadas a experimentos, simulação e modelagem matemática. O objetivo primordial dessa análise é responder a um conjunto de questões cruciais: Quais são os temas que esse tópico aborda? Como esses temas têm evoluído ao longo do tempo? Quais publicações e autores têm se destacado como os principais contribuidores nesse campo? Além disso, será dada atenção especial para identificar quais lacunas existem no conhecimento, que ainda precisam ser preenchidas nesse tópico.

Na segunda etapa, iniciou-se definindo critérios de busca que excluía trabalhos cujas principais áreas de foco eram as ciências humanas, ciências agrárias ou ciências sociais. Sob essas condições, todos os artigos relacionados à análise exergética de ciclos ou equipamentos térmicos foram incorporados na pesquisa. Durante a avaliação, foi dada atenção à análise dos métodos numéricos e experimentais empregados, bem como à sua consistência em relação à eficiência exergética dos sistemas estudados.

Na terceira etapa, todos os critérios de inclusão e exclusão foram incorporados no algoritmo utilizado para a busca na base de dados selecionada. Isso foi feito com o objetivo de eliminar possíveis subjetividades e garantir uma abordagem mais objetiva na seleção dos estudos.

Para a terceira etapa, as bases de dados mais comumente utilizadas para acessar a literatura são o Scopus e a Web of Science (WoS). A WoS é amplamente reconhecida como uma fonte importante para análises bibliométricas abrangentes, embora algumas referências bibliográficas possam não estar contidas nesse banco de dados. Por outro lado, a base de dados Scopus é a maior base de dados de citações gerida pela Elsevier, englobando uma coleção que abrange mais de 20000 periódicos em áreas que abrangem ciência, tecnologia, medicina, ciências sociais, artes e humanidades, com revistas internacionais de renome e influência, desde o ano de 1996. Essa coleção inclui publicações de editoras como Springer, Elsevier, Emerald, Informa, Taylor e Francis e Interscience.

Além disso, sua atualização é diária e mais versátil, abrange mais áreas científicas e permite uma fácil utilização pelo utilizador [Thomé, Scavarda e Scavarda \(2016\)](#). Portanto, o banco de dados Scopus foi usado no presente trabalho e a busca foi realizada usando a chave de pesquisa: TITLE-ABS-KEY (exergetic AND analysis AND of AND heat AND transfer AND processes).

Na quarta etapa, a análise bibliométrica da literatura incluída por meio de dois procedimentos principais, mapeamento científico ou bibliométrico e análise de desempenho, foi realizada. A análise de desempenho visa medir a contribuição relativa dos temas para o campo de pesquisa, enquanto o mapeamento científico visa representar a estrutura cognitiva de pesquisa, utilizando diferentes técnicas, como cocitação de documentos e análise de coocorrência de palavras [Cobo et al. \(2012\)](#).

Na quinta etapa, as principais obras identificadas na quarta etapa são selecionadas e analisadas a fim de identificar quais eram seus principais objetivos, qual foi a metodologia utilizados e quais foram as principais conclusões.

2.2 Resultados da análise bibliométrica

Nesta seção, uma análise descritiva dos resultados da pesquisa na base de dados é executada partir das palavras TITLE-ABS-KEY (exergetic AND analysis AND of AND heat AND transfer AND processes). A Figura 1 mostra o número de documentos publicados anualmente, desde a primeira em 1978. Observa-se um aumento gradual do número de publicações a partir de 2011.

Nos anos anteriores, o número de publicações era menor ou igual a quatro por ano. A partir do ano de 2010, as pesquisas tiveram um salto positivo, porém entre 2010 e 2022, mas, o número de publicações teve uma oscilação, se mantendo em um bom nível de

publicações, concluindo que o tema tem sido explorado com mais frequência nos últimos 12 anos, com seu pico nos anos de 2016, 2019 e 2023, o que comprova o interesse atual da comunidade científica no tema, mostrado na Figura 1.

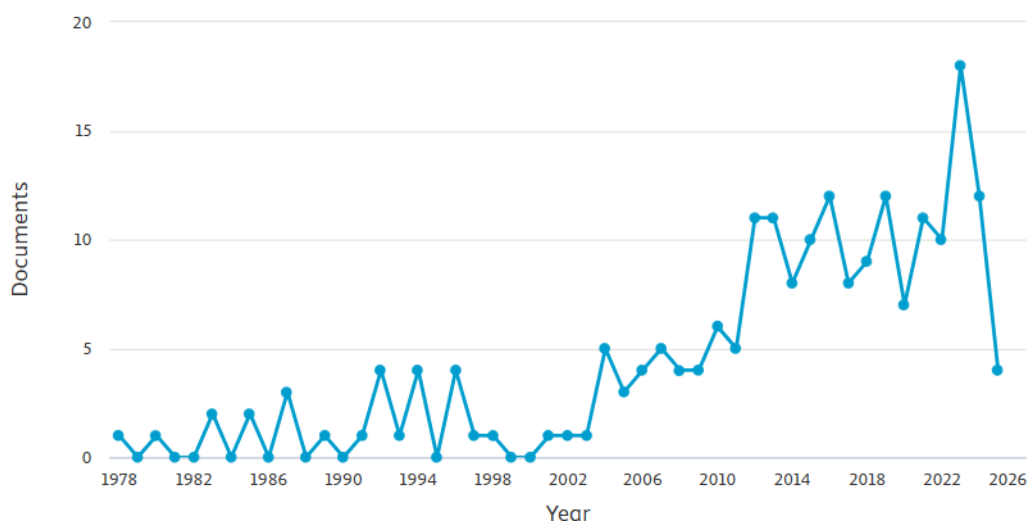


Figura 1 – Avanço das publicações sobre o tema abordado.

Os 10 autores com maior número de publicações são apresentados na Figura 2, que representa 20% do total de publicações por autor no tema pesquisado. Tsatsaronis, G., Dobrovicescu, A. e Morosuk, T., são os autores com maior número de publicações, com no mínimo 7 publicações cada.

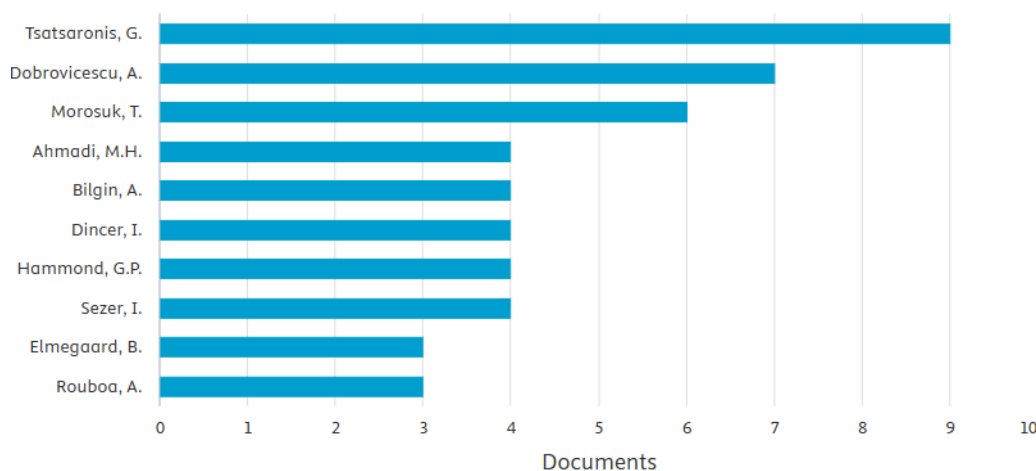


Figura 2 – Número de publicações por autor.

Na Figura 3 é mostrado a área de estudo de cada trabalho em relação as linhas de pesquisa, na qual é se destacado a área de engenharia com 27,8% dos trabalhos publicados, pois, nela engloba tanto a parte física, química e matemática, e em seguida vem a área de energia com 21,8% dos trabalhos que é uma área que vem ganhando destaque aos olhos cientistas, pois se trata da análise térmica devido a adição ou retirada de calor.

A partir deste conceito e das outras áreas mostradas, podemos afirmar que todas as áreas estão interconectadas com esse tipo pesquisa, pois, cada um, possui sua particularidade específica de análise e dependem uma da outra.

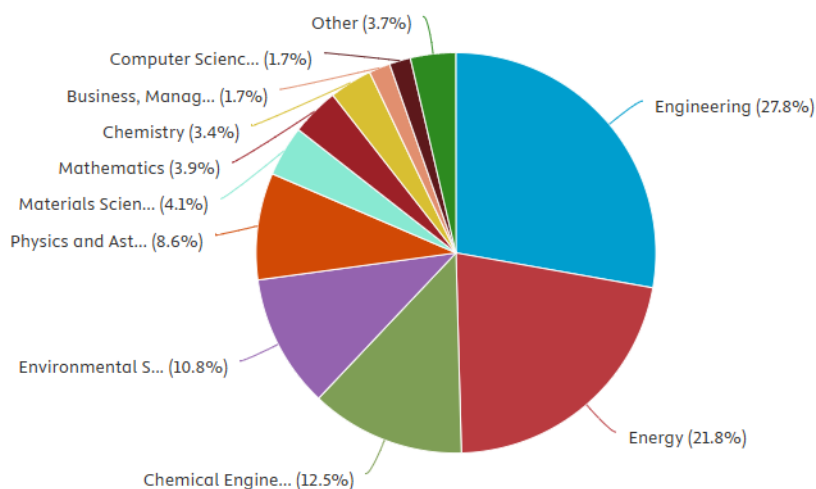


Figura 3 – Número de publicações por área de conhecimento.

Na Figura 4 é mostrado em que formato os trabalhos acadêmicos foram publicados, observa-se que: 71,6% dos trabalhos foi em formato de Artigo Científico publicados, 26% foram em Anais de Conferência.

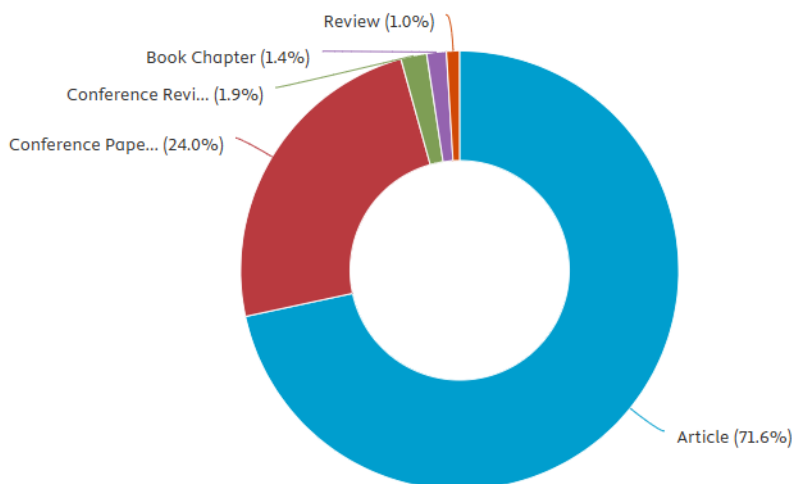


Figura 4 – Tipos de documentos publicados

2.3 Publicações

Nesta seção, foi realizada uma análise bibliométrica com o intuito de identificar tendências, medir o crescimento do conhecimento sobre o tema abordado neste trabalho e avaliar o impacto das publicações ao longo dos anos. Além disso, buscamos identificar

os principais autores relevantes nesse campo e acompanhar os desenvolvimentos atuais. Na análise bibliométrica que segue, apresentamos uma lista das principais publicações em ordem cronológica, abrangendo o período de 2003 a 2025. Nestas análises, destacamos trabalhos recentes que possuem um impacto significativo na comunidade científica, resumindo seus objetivos, metodologia e principais conclusões.

Embora o estudo exergético de processos de transferência de calor não seja uma área nova de pesquisa, uma abordagem comparativa que englobe diferentes processos de transferência de calor em um único contexto é verdadeiramente inovadora. Esta análise oferece uma perspectiva única ao destacar as diferenças e semelhanças entre esses processos.

Os seguintes artigos exploram a influência de fluidos de transferência de calor e equipamentos térmicos na eficiência exergética e na destruição de exergia. Essas variáveis são de extrema importância para a análise exergética de qualquer equipamento térmico. Os trabalhos ressaltam a importância da melhoria da eficiência termodinâmica dos equipamentos, que é fundamentada nos princípios da primeira e segunda lei da termodinâmica. As equações desenvolvidas nesses estudos são essenciais para determinar parâmetros de desempenho e projetar sistemas de conversão de energia.

No intuito de entender sobre energia solar térmica, [Singh, Kaushik e Misra \(2000\)](#) apresentaram uma análise teórica da segunda lei da termodinâmica aplicada sobre este assunto, utilizando o conceito de exergia. Uma análise básica de energia e exergia é realizada para os componentes do sistema, incluindo o coletor/receptor de calha parabólica e o ciclo Rankine, avaliando suas respectivas perdas e eficiência exergética sob condições operacionais específicas. Os resultados indicam que a principal perda de energia ocorre no condensador do ciclo, enquanto a análise exergética revela que o conjunto coletor-receptor é onde as perdas são mais significativas. A análise das irreversibilidades dos componentes permite explicar o desvio entre a eficiência real e ideal dos sistemas de energia solar térmica. Os autores concluíram que é crucial concentrar esforços na redução da perda de exergia no conjunto coletor-receptor solar para melhorar a eficiência do sistema. Isso destaca a importância de pesquisas adicionais sobre materiais e tecnologias para otimizar a energia solar térmica.

No estudo experimental conduzido por [Koca et al. \(2008\)](#), foi avaliado o desempenho energético e exergético de um sistema inovador de armazenamento de energia solar, composto pela integração de um coletor solar de placa plana com um sistema de armazenamento de calor latente baseado em material de mudança de fase (PCM).

Durante o período experimental de três dias no mês de outubro, os autores realizaram uma análise detalhada da variação temporal da energia solar incidente e armazenada, observando padrões em forma de sino tanto para a energia solar instantânea quanto para a energia solar acumulada ao longo do tempo.

Os resultados evidenciaram uma diferença significativa entre as eficiências energética e exergética do sistema, sendo a eficiência energética líquida consideravelmente superior

à eficiência exergética. Essa discrepância foi atribuída às irreversibilidades inerentes aos processos de transferência de calor no PCM, resultando em baixa eficiência exergética global. Além disso, constatou-se que a relação entre as áreas superficiais do coletor solar e do módulo de PCM exerce influência expressiva tanto no desempenho térmico quanto nos custos de implementação do sistema. Essas conclusões reforçam a importância da otimização geométrica e operacional em sistemas de armazenamento térmico com PCM, servindo como base para o desenvolvimento de soluções mais eficientes e economicamente viáveis em aplicações de armazenamento de energia solar.

Com o objetivo de avaliar o desempenho exergo-energético de sistemas de armazenamento de energia térmica (TESS) voltados para aplicações prediais, [Ezan et al. \(2010\)](#) realizaram um estudo experimental envolvendo os processos de carregamento (solidificação) e descarregamento (fusão) de uma unidade de armazenamento desenvolvida e testada na Universidade Dokuz Eylul, em Izmir, Turquia.

Os experimentos foram conduzidos variando-se a temperatura de entrada do fluido térmico, a taxa de fluxo volumétrico e as características geométricas do sistema, com o propósito de investigar os efeitos desses parâmetros sobre as eficiências energética e exergética. Os resultados mostraram que, durante o processo de carregamento, a eficiência exergética aumentou com o acréscimo da temperatura de entrada e da vazão do fluido, devido à intensificação da transferência de calor.

Durante o processo de descarregamento, observou-se que as irreversibilidades se acentuaram com o aumento da diferença de temperatura entre o material de mudança de fase (PCM) e o fluido térmico, o que também resultou em um incremento na eficiência exergética instantânea. De modo geral, os autores concluíram que a otimização conjunta dos parâmetros geométricos e operacionais é essencial para maximizar o aproveitamento exergo-energético em sistemas de armazenamento térmico aplicados a edifícios.

O armazenamento de energia térmica em cascata também pode ser analisado sob a ótica da exergia, como proposto por [Tian e Zhao \(2013\)](#), que apresentaram uma análise teórica do desempenho desse tipo de sistema quando aprimorado com espuma metálica (MF-CTES), em comparação com os métodos tradicionais de armazenamento térmico de estágio único (STES) e de armazenamento em cascata (CTES). Os resultados indicaram que o MF-CTES proporciona uma melhoria significativa na taxa de transferência de calor em relação ao CTES convencional, com um aumento entre 2 e 7 vezes, dependendo das propriedades da espuma metálica utilizada. Além disso, observou-se que o MF-CTES é capaz de reduzir o tempo de fusão entre 67% e 87%, em virtude de suas taxas de troca de calor mais elevadas.

Os autores destacam, contudo, que a eficiência exergética do MF-CTES não apresenta uma melhoria expressiva em relação ao CTES, embora contribua para acelerar consideravelmente o processo de fusão. Assim, o estudo evidencia a viabilidade e o potencial do MF-CTES como uma solução inovadora para o aprimoramento da eficiência e da

velocidade de transferência de calor em sistemas de armazenamento de energia térmica, apontando para aplicações promissoras em sistemas de energia renovável e em estratégias voltadas à eficiência energética.

No ano de 2014, [Bouadila et al. \(2014\)](#) apresentaram um inovador aquecedor solar de ar com armazenamento de energia latente em leito compactado, utilizando cápsulas esféricas de material de mudança de fase (PCM). Durante o período diurno, o sistema armazena energia térmica solar sob as formas de calor sensível e latente, liberando-a à noite. O estudo experimental, conduzido no Centro de Pesquisa e Tecnologia de Energia da Tunísia, analisou o desempenho do sistema considerando a distribuição de temperatura nos coletores, bem como a energia térmica absorvida e efetivamente utilizada. Os resultados indicaram que a eficiência energética diária variou entre 32% e 45%, enquanto a eficiência exergética diária oscilou entre 13% e 25%. Além disso, avaliou-se o efeito da taxa de fluxo de massa de ar sobre a temperatura de saída do aquecedor solar, evidenciando a influência direta desse parâmetro na eficácia do sistema.

Na conclusão do estudo, [Bouadila et al. \(2014\)](#) destacaram diversas observações relevantes. O aquecedor solar de ar manteve um calor útil praticamente constante durante o processo de descarregamento, apresentando temperatura de saída em torno de 20°C durante todo o período noturno. A eficiência média diária do sistema foi estimada em aproximadamente 40% em termos de energia e 22% em termos de exergia. Ademais, observou-se que a taxa de fluxo de massa de ar exerce influência significativa sobre a temperatura de saída, reforçando sua importância no controle e na otimização do desempenho de aquecedores solares de ar com armazenamento de energia latente em leito compactado.

Uma análise teórica detalhada do desempenho termodinâmico de uma usina térmica solar localizada em Shiraz, Irã, foi conduzida por [Mahfuz et al. \(2014\)](#), destacando o papel fundamental da análise exergética na avaliação da eficiência energética e exergética do sistema, com base nas leis da termodinâmica. Na configuração sem integração de armazenamento com material de mudança de fase (PCM), a eficiência energética global da usina foi estimada em aproximadamente 30%, enquanto a eficiência exergética permaneceu inferior a 10%. Entretanto, com a incorporação do PCM para armazenamento de energia térmica, observou-se um aumento expressivo na eficiência exergética, atingindo valores de até 30% de eficiência exergética global.

Em conclusão, os resultados obtidos por [Mahfuz et al. \(2014\)](#) fornecem informações valiosas sobre o potencial de aprimoramento do desempenho de usinas térmicas solares por meio da integração de sistemas de armazenamento de energia com PCM. Além disso, o estudo ressalta a importância de modificações no coletor-receptor, a fim de reduzir perdas térmicas e elevar a eficiência global do sistema. A análise também demonstrou que, ao se considerar diferentes tipos e temperaturas de fusão de PCM, é possível alcançar melhorias significativas na eficiência exergética da usina, reforçando o papel desses materiais no aumento da viabilidade e eficiência de sistemas solares de geração térmica.

Visando compreender a dinâmica térmica de sistemas de armazenamento de energia térmica (TESS) integrados a dispositivos de coleta solar, [Okello, Nydal e Banda \(2014\)](#) realizaram uma investigação experimental detalhada, conforme ilustrados nas Figuras 5 e 6, que apresentam os principais equipamentos utilizados no estudo. Durante a fase de carregamento, observou-se a formação de uma estratificação de temperatura no leito de rochas, permitindo a extração de calor em temperaturas mais elevadas na região superior do leito. Entretanto, quando o sistema é submetido a períodos de utilização subsequente, ocorre uma degradação do calor armazenado, resultado da tendência natural do sistema em alcançar o equilíbrio térmico.

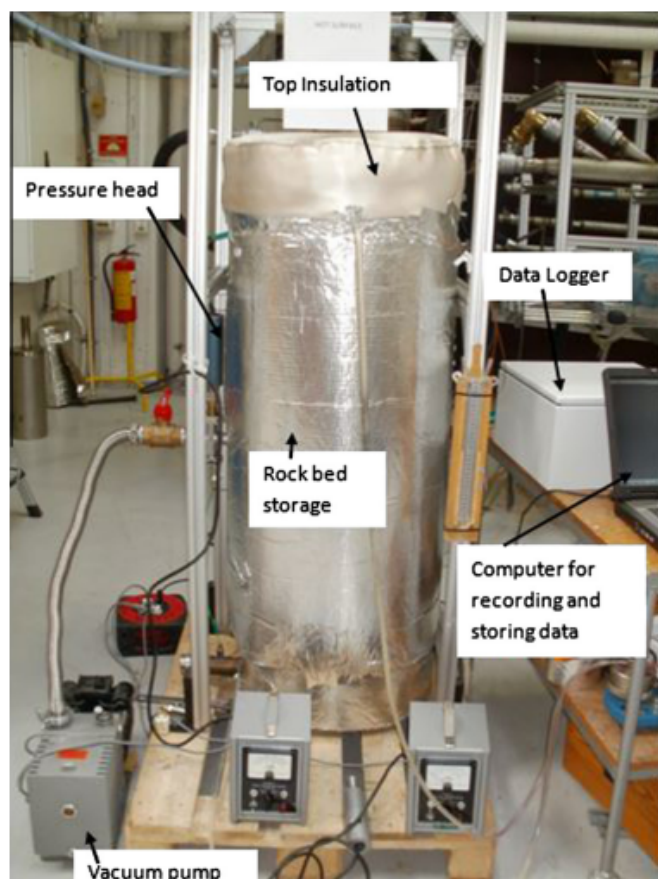


Figura 5 – TESS com bomba de vácuo conectada ao sistema e registrador de dados usado nos testes de desestratificação térmica [Okello, Nydal e Banda \(2014\)](#).

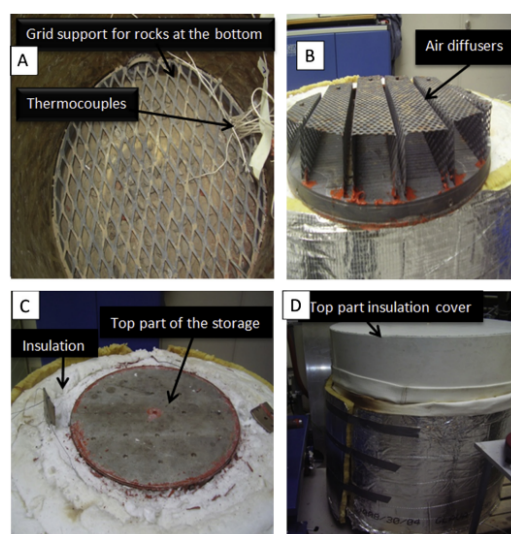


Figura 6 – Componentes do sistema: (A) suporte da tela de grade para as rochas, (B) difusor de ar, (C) armazenamento e isolamento externo e (D) sistema completo durante o teste de desestratificação térmica.

Os autores verificaram que essa degradação é mais pronunciada em zonas altamente estratificadas do leito, levando a uma elevação na taxa de perda de calor conforme aumenta a temperatura média do sistema. Dessa forma, [Okello, Nydal e Banda \(2014\)](#) destacam que a minimização de gradientes acentuados de temperatura é essencial para reduzir a degradação térmica e preservar a qualidade do calor armazenado. Para mitigar esse efeito, os autores propõem o uso de sistemas de armazenamento em estágios, nos quais a parte superior do leito sujeita à degradação térmica é separada da inferior, destinada ao armazenamento de calor a temperaturas mais baixas. O estudo evidencia, portanto, a importância de um projeto termicamente otimizado do TESS, sugerindo que o ar quente

deve ser introduzido inicialmente na seção superior do leito e posteriormente escoar pela seção inferior, de modo a elevar a eficiência global do sistema e minimizar as perdas térmicas durante o processo de carga e descarga.

Buscando aprimorar a disponibilidade e a eficiência no uso da energia solar, [Bahrehmand, Ameri e Gholampour \(2015\)](#) realizaram um estudo experimental sobre a viabilidade de integração de sistemas de armazenamento de energia térmica (TESS) com dispositivos de coleta solar. Durante o processo de carregamento, observou-se a formação de uma estratificação térmica no leito de rochas, o que possibilitou a extração de calor em temperaturas mais elevadas na região superior do leito. Entretanto, em situações de operação posterior, verificou-se uma degradação gradual do calor armazenado, decorrente da tendência do sistema em atingir o equilíbrio térmico efeito observado independentemente da altura do leito. Os autores também constataram que a taxa média de perda de calor do TESS para o ambiente aumenta conforme cresce a temperatura média do leito, evidenciando a influência direta das condições térmicas no desempenho global do sistema.

Além disso, os resultados apresentados por [Bahrehmand, Ameri e Gholampour \(2015\)](#) forneceram uma avaliação abrangente do desempenho energético e exergético de diferentes configurações de coletores solares de ar, considerando parâmetros como o número de Reynolds, a profundidade do canal e o comprimento do coletor. Observou-se que, para baixos números de Reynolds, os sistemas equipados com trocadores de massa térmica (TMS) e cobertura de vidro duplo (DGL) apresentaram as maiores eficiências energética e exergética. Por outro lado, em condições de escoamento com altos números de Reynolds, os sistemas com TMS e cobertura de vidro simples demonstraram desempenho superior. Essas conclusões fornecem subsídios relevantes para o projeto e a otimização de coletores solares de ar, permitindo a seleção adequada da configuração do sistema de acordo com as condições operacionais e climáticas. O estudo reforça, portanto, a importância da análise conjunta de parâmetros termodinâmicos e fluidodinâmicos para o aprimoramento do desempenho global de sistemas solares de aquecimento de ar.

Por outro lado, [Toro, Rocco e Colombo \(2016\)](#) realizaram uma comparação experimental entre duas configurações de plantas de energia solar concentrada (CSP), utilizando análises exergéticas e termoeconômicas: a planta J-CSP, equipada com um sistema de armazenamento de energia térmica (TESS), e a planta H-CSP, que opera com ar como fluido de trabalho. Os resultados mostraram que, do ponto de vista termodinâmico, a J-CSP apresenta a menor eficiência global, seguida pela H-CSP e, posteriormente, pela planta de ciclo combinado a gás natural (CCPP), que se destacou com o melhor desempenho.

A menor eficiência observada na J-CSP está diretamente associada ao uso do TESS, que introduz perdas térmicas e exergéticas adicionais durante os processos de carga e descarga. O armazenamento em leito empacotado envolve resistência térmica elevada, gradientes internos acentuados, e degradação da estratificação ao longo do tempo, além de perdas por condução e radiação. Essas irreversibilidades reduzem a temperatura útil do ar na saída e ampliam a destruição de exergia ao longo do ciclo. Já a H-CSP, ao aquecer

o ar de forma direta, evita essas perdas intermediárias e opera com temperaturas mais elevadas, o que explica seu desempenho superior em relação à J-CSP.

Apesar disso, tanto a J-CSP quanto a H-CSP apresentaram vantagens ambientais significativas quando comparadas ao CCPP, especialmente pela expressiva redução no consumo de combustíveis fósseis e pela consequente diminuição das emissões associadas.

De acordo com [Saha e Das \(2020\)](#), a taxa de degradação da termoclina pode ser reduzida mediante a incorporação de materiais de mudança de fase (PCM) no sistema de armazenamento de energia térmica (TESS). O desempenho térmico do armazenamento latente é ainda aprimorado quando se utilizam cápsulas de PCM com diferentes diâmetros organizadas em múltiplas camadas, conforme ilustrado na Figura 7.

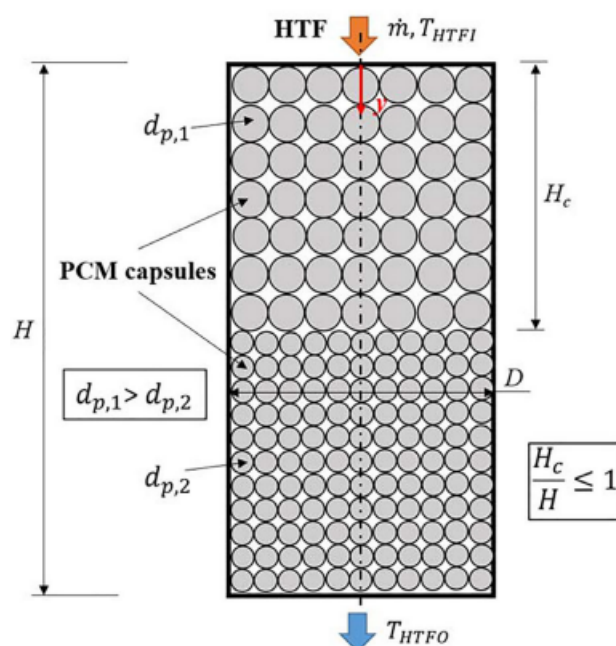


Figura 7 – Representação esquemática de um tanque de armazenamento de energia térmica latente de duas camadas contendo diferentes diâmetros de cápsulas de PCM. [Saha e Das \(2020\)](#).

A partir do modelo matemático proposto pelos autores e da metodologia adotada, foram avaliados os efeitos térmicos e o desempenho exergético de configurações com uma e duas camadas, considerando diferentes vazões mássicas do fluido de transferência de calor (HTF) e distintos diâmetros de cápsulas.

Os resultados, obtidos por equações simplificadas de balanço de energia, mostraram que uma redução de 14,29% na vazão mássica do HTF elevou a eficiência de carregamento e o tempo de carregamento do sistema de duas cargas em 15,85% e 16,85%, respectivamente.

Além disso, os autores destacam que a eficiência exergética (segunda lei) do sistema de duas camadas é inferior àquela observada no sistema de camada única. A introdução das cápsulas de PCM resultou em uma redução de 3,27% na eficiência exergética do arranjo multicamadas. Esses resultados indicam que, embora o uso de múltiplas camadas proporcione benefícios energéticos e melhore a dinâmica do carregamento térmico, ele

também introduz um trade-off exergeticamente desfavorável que deve ser considerado no projeto do sistema. O estudo fornece subsídios importantes para o dimensionamento e a otimização de sistemas multicamadas de armazenamento de calor latente, oferecendo parâmetros quantitativos úteis para operação e análise de desempenho.

Uma análise exergetica detalhada foi conduzida por [König-Haagen, Höhlein e Brüggemann \(2020\)](#) para avaliar o desempenho de um sistema de armazenamento de energia térmica (TESS) acoplado a um ciclo Rankine Orgânico (ORC), conhecido como ORCTES. Utilizando o método downhill-simplex, os autores otimizaram os parâmetros operacionais do TESS, resultando em um aumento expressivo da eficiência exergetica global, de 36% para 43%. A investigação permitiu identificar os principais fatores físicos que influenciam o desempenho do sistema, destacando-se a queda de pressão e a resistência térmica entre o fluido de transferência de calor (HTF) e as partículas do leito.

Os resultados obtidos por [König-Haagen, Höhlein e Brüggemann \(2020\)](#) demonstram que o método de avaliação exergetica proposto é uma ferramenta eficaz para identificar oportunidades de otimização e equilibrar as perdas térmicas e mecânicas em sistemas híbridos de armazenamento térmico acoplados a ciclos ORC. Além disso, o estudo reforça a necessidade de considerar detalhadamente os aspectos físicos do acoplamento TESS-ORC para maximizar a eficiência global do sistema.

Por fim, os autores recomendam que pesquisas futuras avaliem o desempenho do sistema ORCTES sob diferentes condições de contorno, incluindo a integração direta do ORC no processo de otimização, de modo a aprimorar ainda mais a eficiência exergetica e a viabilidade termoeconômica do sistema em aplicações industriais de larga escala.

Uma análise experimental de um sistema de geração de energia renovável e sustentável de pequena e média escala, envolvendo um ciclo Rankine orgânico (ORC) alimentado por energia solar, com armazenamento intermediário de energia térmica (TESS) e ciclo de flashing completo (CFC), foi desenvolvida por [Naminezhad e Mehregan \(2021\)](#), propondo modificações estruturais para avaliar possíveis melhorias de desempenho. O sistema analisado apresenta-se como uma alternativa limpa e eficiente aos métodos convencionais de produção de energia, além de simplificar o layout geral da planta. A partir da análise energética e exergetica de cada componente, foram identificadas as principais fontes de irreversibilidade e perdas, fornecendo subsídios para o aprimoramento do sistema.

De acordo com [Naminezhad e Mehregan \(2021\)](#), as modificações implementadas como a substituição do ventilador da unidade condensadora por um trocador de calor e a seleção de uma bomba com base em estudos prévios da literatura resultaram em ganhos significativos nas eficiências energética e exergetica. A eficiência energética do sistema aprimorado atingiu 19,40%, superando o desempenho do sistema original, o que demonstra o potencial do arranjo proposto como uma solução sustentável e tecnicamente viável para geração de energia em pequena e média escala. Além das alterações mencionadas, os autores destacam a possibilidade de novas otimizações, como o estudo de diferentes fluidos

de trabalho e o ajuste dos fluxos de massa, visando reduzir as perdas de exergia e aumentar a eficiência global do sistema.

2.4 Resumo do capítulo

Com base na revisão da literatura e nos estudos analisados, observa-se que o armazenamento de energia térmica constitui uma área de pesquisa de grande relevância, abrangendo múltiplos aspectos, como a seleção do fluido de transferência de calor, a configuração geométrica dos trocadores e os processos de carregamento e descarregamento térmico, especialmente em situações nas quais a fonte de calor é intermitente, como durante o período noturno ou em sistemas alimentados por energia solar. Nesse contexto, o presente trabalho propõe uma análise exergética dos processos de carregamento e descarregamento térmico, aplicando de forma inédita esse conceito a um armazenador térmico do tipo poroso.

O desempenho de um sistema térmico está diretamente associado à eficiência de seus equipamentos, uma vez que a exergia acumulada pode ser convertida em trabalho útil. Essa conversão, entretanto, depende da disponibilidade de energia e das perdas associadas aos processos irreversíveis.

Entre os principais fatores que limitam a eficiência exergética destacam-se a taxa de transferência de exergia proveniente da fonte de calor, o gradiente de temperatura entre o equipamento e o fluido de trabalho e as interações térmicas com o ambiente.

A busca por soluções para esses desafios tem sido conduzida por meio de análises numéricas e experimentais que visam investigar o comportamento exergético dos equipamentos e quantificar a influência dessas variáveis operacionais. Os estudos revisados neste capítulo reforçam a importância da compreensão desses efeitos sobre o desempenho global dos sistemas, com ênfase especial nas variações de temperatura parâmetro fundamental em diversas aplicações da Engenharia Térmica.

3 Modelo Matemático

Esta seção descreve o modelo matemático para os balanços de energia do ar e do sólido em um escoamento em meio poroso, bem como a análise exérgica para avaliar possíveis perdas de desempenho devido à inclusão de um sistema de armazenamento em uma planta CSP. A análise identifica áreas para melhorias, visando aumentar a eficiência energética e minimizar as perdas de exergia. São apresentadas as equações de conservação e a formulação para estimar a exergia e sua destruição, que são essenciais para a otimização do desempenho do sistema.

Para possibilitar a avaliação de múltiplas configurações, foi desenvolvido um modelo simplificado que captura a maior parte das características do escoamento. O modelo baseia-se nas seguintes aproximações: (a) a fase gasosa é considerada um fluido newtoniano, cujas propriedades como densidade, viscosidade, calor específico e condutividade térmica são função apenas da temperatura; (b) as propriedades do sólido são constantes e independentes da temperatura; (c) o gradiente de temperatura na direção transversal é desconsiderado; (d) a transferência de calor por radiação não é considerada; (e) a perda de calor das paredes externas do sólido para o ambiente é desprezada; (f) A difusão térmica axial na fase gasosa é desconsiderada, uma vez que o transporte de energia é predominantemente governado pela advecção do fluido.

Para verificar se essas aproximações são razoáveis para os objetivos deste trabalho, o modelo utilizado foi validado em comparação com um pacote de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) mais completo e comercialmente estabelecido.

3.1 Meio poroso

Conforme ilustrado na Figura 8, o ar escoar através dos canais no sólido, desencadeando um processo de troca de calor entre as fases ar e sólido. Isso permite que ocorra o carregamento térmico (por meio do aumento da temperatura do sólido) enquanto a diferença de temperatura entre o fluido (ar) e o sólido for positiva. Por outro lado, no caso do descarregamento térmico, quando o sólido está a uma temperatura mais alta que a do fluido, a direção da troca de calor é invertida, e o sólido transfere calor para o ar que escoar através dos canais.

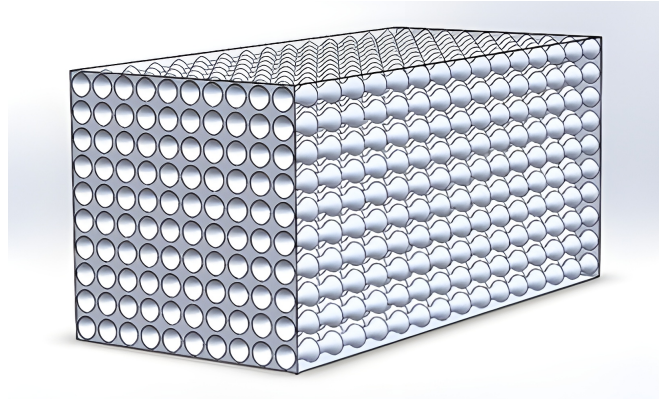


Figura 8 – Vista em perspectiva do armazenamento térmico.

O principal objetivo da estrutura de canais senoidais é aumentar o coeficiente de transferência de calor o máximo possível. Isso pode ser alcançado aumentando a área de contato entre as duas fases, de modo que cada canal foi definido com uma seção circular de diâmetro variável, conforme mostrado na Figura 9. De acordo com as pesquisas realizadas por [Nishimura et al. \(2003\)](#), [Rush, Newell e Jacobi \(1999\)](#) e [Russ e Beer \(1997\)](#), seções senoidais apresentam um coeficiente de transferência maior do que uma seção com diâmetro constante.

Um meio poroso consiste em espaços vazios interconectados em uma matriz sólida [Sasidharan e Dutta \(2022\)](#), [Fleury e Lenormand \(1995\)](#). Apesar de ser um arranjo de canais, esta configuração será referida como um meio poroso devido à presença de cavidades. Um meio poroso é caracterizado por sua porosidade ε [-], definida como a razão entre o volume total dos poros e o volume total do meio poroso [Nield, Bejan et al. \(2006\)](#), [Carman \(1937\)](#), [Bear \(1972\)](#).

$$\varepsilon = \frac{Volume_{poros}}{Volume_{total}} \quad (3.1)$$

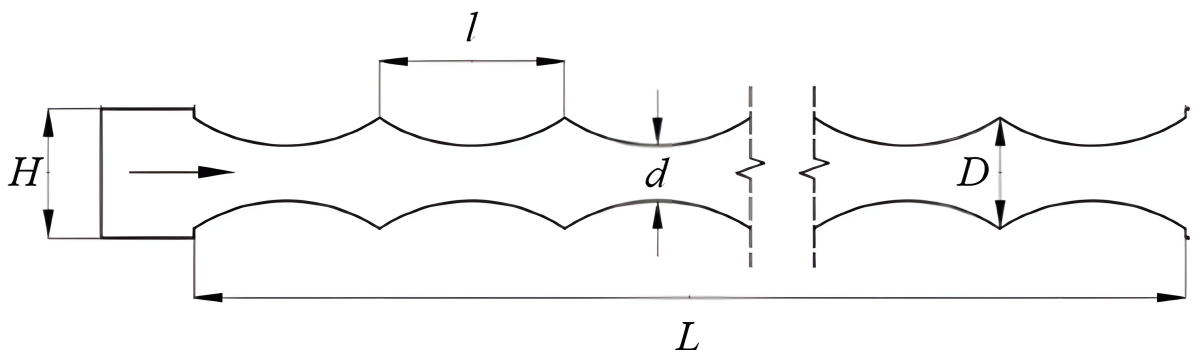


Figura 9 – Geometria da unidade de armazenamento proposta.

3.2 Modelo CFD no STAR-CCM+

O STAR-CCM+ é um software abrangente de dinâmica de fluidos computacional (CFD) desenvolvido pela Siemens, projetado para simular escoamento de fluidos, transferência de calor e fenômenos físicos relacionados. Ele suporta uma ampla gama de modelos físicos e métodos numéricos para a resolução das equações governantes da dinâmica dos fluidos, permitindo a realização de simulações numéricas de escoamento, transferência de calor e outros fenômenos, como combustão, reações químicas, radiação, acústica e dinâmica de partículas, entre outros [Richmond, Fort e Suffield \(2021\)](#). O software é bastante robusto e tem sido testado em diversas iniciativas de pesquisa [Lu et al. \(2024\)](#), [Laboratory \(2024\)](#), [EnergySage \(2024\)](#).

O STAR-CCM+ emprega o Método dos Volumes Finitos (FVM) para discretizar as equações governantes sobre volumes de controle polidédricos ou hexaédricos recortados. O método garante a conservação de massa, quantidade de movimento e energia em cada volume de controle. Entre as principais características numéricas utilizadas nas simulações do escoamento de ar através do TESS com canais senoidais estão a integração temporal implícita, para estabilidade em simulações transientes, esquemas de discretização espacial de segunda ordem e o método Pressure-Implicit with Splitting of Operators (PISO) para escoamentos transientes, que acopla os campos de pressão e velocidade por meio da equação de continuidade.

Neste estudo, o STAR-CCM+ foi utilizado para simular o escoamento tridimensional de ar através da cavidade de um canal senoidal. Por meio da resolução das equações de Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS), as simulações consideram explicitamente a advecção do fluido e a transferência de calor por convecção entre o ar e as superfícies sólidas adjacentes. A partir dos resultados de CFD, foram extraídos parâmetros-chave do escoamento, como o número de Nusselt (Nu) e o fator de atrito (f). Como esses parâmetros são posteriormente incorporados ao modelo unidimensional simplificado de balanço de energia descrito mais adiante, é essencial que o modelo de turbulência utilizado represente de forma precisa a dinâmica da camada limite na interface sólido-fluido dentro do canal. Por essa razão, adotou-se o conhecido modelo de turbulência Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$ [Menter \(1992\)](#), devido à sua capacidade superior de resolver escoamentos próximos à parede, mantendo a precisão na região de escoamento livre. Desenvolvido por [Menter \(1992\)](#), o modelo SST combina o modelo $k-\omega$ próximo às paredes sólidas, onde apresenta bom desempenho devido à sua sensibilidade à proximidade da parede com o modelo $k-\varepsilon$ na região externa, que oferece maior robustez em escoamentos livres de cisalhamento. Para manter a concisão, a formulação matemática do modelo de turbulência $k-\omega$ SST é apresentada no Apêndice A. Essa abordagem híbrida garante a previsão precisa do comportamento da camada limite, incluindo separação, sob gradientes de pressão adversos. O modelo de turbulência $k-\omega$ SST tem sido amplamente utilizado e demonstrado ser confiável para escoamentos de camada limite [Könözy \(2019\)](#), [Menter \(1994\)](#), [Menter, Kuntz e Langtry](#)

(2003), apresentando um bom compromisso entre precisão e eficiência computacional, adequado para servir como modelo de referência neste estudo. Uma descrição detalhada do STAR-CCM+, incluindo equações fundamentais, modelo de turbulência e esquemas numéricos, pode ser encontrada no manual do usuário do Simcenter STAR-CCM+ [Siemens Digital Industries Software \(2023\)](#).

3.3 Modelo simplificado unidimensional de balanço de energia

Em um sistema onde as velocidades de escoamento são suficientemente baixas, existe a possibilidade de que as duas fases em contato troquem calor localmente e atinjam o equilíbrio térmico local (LTE). Nessa situação, uma única equação é suficiente para descrever a temperatura de ambas as fases em qualquer ponto do sistema. No entanto, em casos onde a velocidade do fluido é mais alta, como ocorre no TESS com canais senoidais, a troca de calor entre as fases pode ser incompleta, e as fases sólida e fluida apresentam diferenças significativas de temperatura. Nessas condições, diz-se que o meio poroso está em não equilíbrio térmico local (LTNE).

Para descrever o fenômeno de transferência de calor entre um fluido escoando através de um meio poroso em LTNE, é necessário um modelo composto por duas equações de conservação de energia: uma para a fase sólida e outra para a fase fluida. Aqui, em vez de resolver a equação completa de Navier–Stokes para o escoamento e a transferência de calor no sólido, o modelo considera as Equações de LTNE para estimar a temperatura em cada fase, dadas pelas Equações (3.2) e (3.3), para o fluido e para o sólido, respectivamente [Nield, Bejan et al. \(2006\)](#):

$$\varepsilon \cdot (\rho_f c_{p,f}) \frac{\partial T_f}{\partial t} + c_{p,f} G \frac{\partial T_f}{\partial x} = h_v (T_s - T_f) \quad (3.2)$$

$$(1 - \varepsilon) \cdot (\rho_s c_{p,s}) \frac{\partial T_s}{\partial t} = h_v (T_f - T_s) + (1 - \varepsilon) k_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} \quad (3.3)$$

onde ρ [kg/m³] é a densidade, c_p [J/(kg·K)] é o calor específico (a pressão constante para o fluido), G [kg/(m²·s)] é o fluxo mássico de ar através da matriz, k [W/(m·K)] é a condutividade térmica, T [K] é a temperatura e t [s] é o tempo, sendo os subscritos s e f referentes ao sólido e ao ar, respectivamente, e h_v [W/(m³·K)] é o coeficiente volumétrico de transferência de calor, definido como:

$$h_v = A_{sf} h_{ch} \quad (3.4)$$

onde h_{ch} [W/m²·K] é o coeficiente convectivo de transferência de calor, estimado a partir do Nu obtido na simulação CFD, e A_{sf} [1/m] é a área específica de interface, dada por:

$$A_{sf} = \frac{\text{Área Total da Interafce [m}^2\text{]}}{\text{Volume Total do Meio Poroso [m}^3\text{]}} \quad (3.5)$$

Vale ressaltar que a porosidade, no contexto das equações LTNE, fornece a proporção volumétrica adequada de cada fase para o balanço de energia, considerando a geometria senoidal e um valor apropriado para h_v . No caso específico deste estudo, as Equações (3.2) e (3.3) constituem a base para o desenvolvimento do modelo matemático do meio poroso. Desde que as propriedades do fluido, o fluxo mássico e os coeficientes de transferência de calor sejam conhecidos, juntamente com condições de contorno adequadas, as Equações (3.2) e (3.3) podem ser resolvidas numericamente para fornecer a evolução temporal da distribuição de temperatura das duas fases ao longo da direção longitudinal x .

A abordagem de Volumes Finitos foi adotada para a solução numérica das Equações (3.2) e (3.3) simplificadas. As seguintes técnicas numéricas foram utilizadas para construir o sistema de equações algébricas: implícito no tempo; diferenças centrais para derivadas espaciais nas fronteiras do volume finito para o termo difusivo (sólido); esquema upwind para o termo advectivo (fluido).

Dessa forma, as Equações (3.2) e (3.3) podem ser discretizadas, respectivamente, como:

$$\varepsilon \cdot Vol_{cv}(\rho_f c_{v,f,i}) \frac{T_{f,i}^t - T_{f,i}^{t-1}}{\Delta t} = -h_{v,i} Vol_{cv}(T_{f,i}^t - T_{s,i}^t) + GA_{cv}(c_{p,f,i-1} T_{f,i-1}^t - c_{p,f,i} T_{f,i}^t) \quad (3.6)$$

$$(1 - \varepsilon) Vol_{cv}(\rho_s c_{p,s}) \frac{T_{s,i}^t - T_{s,i}^{t-1}}{\Delta t} = h_{v,i} Vol_{cv}(T_{f,i}^t - T_{s,i}^t) + (1 - \varepsilon) A_{cv} k_s \frac{T_{s,i+1}^t - T_{s,i-1}^t}{\Delta x} \quad (3.7)$$

onde Vol_{cv} [m³], A_{cv} [m²] e Δx [m] são, respectivamente, o volume, a área da seção transversal e a dimensão longitudinal do volume de controle, Δt [s] é o passo de tempo, os subscritos indicam o índice do volume de controle e os sobrescritos indicam o índice do passo de tempo. A dependência de ρ_f e $c_{p,f}$ em relação à temperatura é considerada utilizando aproximações polinomiais fornecidas por [Agalit et al. \(2015\)](#).

$$\begin{aligned} \rho_f(T) = & 6.750 \times 10^{-18}(T - 273.15)^6 + 2.429 \times 10^{-14}(T - 273.15)^5 \\ & + 3.561 \times 10^{-11}(T - 273.15)^4 + 2.799 \times 10^{-8}(T - 273.15)^3 \\ & + 1.343 \times 10^{-5}(T - 273.15)^2 + 4.509 \times 10^{-3}(T - 273.15) + 1.274 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_{p,f}(T) = & 2.420 \times 10^{-10}(T - 273.15)^4 + 7.131 \times 10^{-7}(T - 273.15)^3 \\ & + 6.581 \times 10^{-4}(T - 273.15)^2 + 8.615 \times 10^{-3}(T - 273.15) + 1006 \end{aligned}$$

A formulação por volumes finitos para a fase do ar, representada pela Equação (3.6), permite que o balanço de energia seja resolvido sequencialmente, desde o volume de controle de entrada até o de saída. Devido à dependência das propriedades termofísicas em relação à temperatura, o que torna a equação não linear, a solução em cada volume de controle é obtida utilizando o método iterativo de Newton-Raphson. Para a fase sólida, a discretização da Equação (3.7) resulta em um sistema tridiagonal, que é resolvido de forma eficiente utilizando técnicas de matrizes esparsas. Para garantir estabilidade numérica e precisão, o tamanho do passo de tempo é ajustado dinamicamente para evitar que pacotes de fluido atravessem múltiplos volumes de controle em um único passo de tempo. Essa restrição assegura a resolução adequada dos gradientes térmicos locais e da evolução do fluxo mássico.

Dada a simetria da geometria do canal e a suposição de paredes do TESS termicamente isoladas, as equações governantes são resolvidas para um único canal representativo. A energia total armazenada no sistema completo de armazenamento de energia térmica é então estimada escalando os resultados do canal único de acordo com o número de canais necessários para corresponder à capacidade nominal de armazenamento do TESS.

É importante notar que o desempenho do modelo LTNE unidimensional depende da geometria por meio do coeficiente de transferência de calor. Mesmo com áreas de contato e porosidade idênticas, diferentes geometrias porosas apresentam comportamento convectivo distinto. Nesses casos, seria necessária uma nova parametrização da correlação de Nusselt, o que pode exigir simulações CFD em escala completa adicionais ou determinação experimental dos parâmetros empíricos específicos envolvidos.

3.4 Análise exergética

A análise exergética tornou-se uma parte importante da avaliação termodinâmica de qualquer sistema de geração de energia [Michaelides \(2021\)](#), [Haseli, Dincer e Naterer \(2008\)](#), [Mahian et al. \(2020\)](#). A análise convencional de energia (baseada na primeira lei) não fornece uma avaliação qualitativa das ineficiências que ocorrem nos componentes. Portanto, a análise exergética (baseada na primeira e segunda lei) é necessária para compreender quantitativa e qualitativamente as diversas perdas.

A exergia é definida como o máximo trabalho útil que pode ser extraído de uma fonte de energia por meio de processos reversíveis, desde seu estado inicial até o estado em que está em equilíbrio com o ambiente. Nesse sentido, qualquer irreversibilidade inerente ao processo de conversão de energia é caracterizada como destruição de exergia, ou seja, a perda da oportunidade de transformar essa energia em trabalho.

Uma irreversibilidade inerente a um sistema de armazenamento em meio poroso é causada pela transferência de calor devido a diferenças de temperatura finitas. Para o sistema em questão, isso ocorre na troca de calor por convecção entre o ar e o sólido

e na condução de calor através do sólido, gerando entropia. A entropia específica é definida para a fase gasosa por meio de relações termodinâmicas padrão (por exemplo, $ds = c_{v,f} dT/T + R dv/v$, para gás ideal), enquanto a fase sólida permanece isotérmica em cada volume de controle e a entropia é dada por $ds = c_p dT/T$. A geração de entropia devido a gradientes convectivos e condutivos provoca destruição de exergia e desempenha um papel crítico durante ciclos não estacionários, como carregamento e descarregamento. A exergia destruída, estimada a partir da entropia gerada (S_{ger}) pela troca de calor por convecção ($X_{dest,conv} = T_0 S_{ger}$), é dada por:

$$X_{dest,conv} = \int_0^t \left[\int_0^L \left(\frac{T_0}{T_{sol}} - \frac{T_0}{T_{ar}} \right) h l_c (T_{ar} - T_s) dx \right] dt \quad (3.8)$$

onde T_0 [K] (assumido aqui como 298 K, 25 °C), L [m] é o comprimento do TESS, h [W/(m²·K)] é o coeficiente convectivo de transferência de calor e l_c [m] é a circunferência local da área da seção transversal. Na versão discretizada, o termo $h l_c$ é estimado por $h_v Vol_{cv}$.

Quanto à troca de calor por condução, que também gera entropia, ela ocorre principalmente nos sólidos e é dada por:

$$X_{dest,cond} = \int_0^t \left[\left(\frac{T_0}{T_{s,x}} - \frac{T_0}{T_{s,x-\Delta x}} \right) \left(-kA \frac{dT}{dx} \Big|_x \right) + \left(\frac{T_0}{T_{s,x+\Delta x}} - \frac{T_0}{T_{s,x}} \right) \left(-kA \frac{dT}{dx} \Big|_{x+\Delta x} \right) \right] dt \quad (3.9)$$

Outra variável importante a ser avaliada são os fluxos de exergia na entrada e saída do sistema de armazenamento, dados pelas equações:

$$X_{massa,e} = \dot{m}_{f,e} X_e = GA \Delta t \int_{T_0}^{T_e} c_p dT - T_0 \left[\int_{T_0}^{T_e} \frac{c_v}{T} dT + R \ln \left(\frac{v_e}{v_0} \right) \right] \quad (3.10)$$

$$X_{massa,s} = \dot{m}_{f,s,t} X_{s,t} = GA \Delta t \int_{T_0}^{T_s} c_p dT - T_0 \left[\int_{T_0}^{T_s} \frac{c_v}{T} dT + R \ln \left(\frac{v_{f,s}}{v_{f,0}} \right) \right] \quad (3.11)$$

onde $c_{v,f}$ [J/(kg·K)] é o calor específico do fluido a volume constante, R [J/(kg·K)] é a constante dos gases ideais — para o ar, igual a 287 J/(kg·K) —, $\dot{m}_{f,e}$ e $\dot{m}_{f,s}$ [kg/s] correspondem, respectivamente, aos fluxos mássicos de entrada e saída do TESS, e $v_{f,s}$ e $v_{f,0}$ representam os volumes específicos do fluido no estado analisado e no estado de referência ambiente, respectivamente. Esses termos aparecem na formulação da entropia para gases ideais, incorporando os efeitos das variações de pressão e densidade sobre a exergia do escoamento. Por fim, $X_{massa,e}$ e $X_{massa,s}$ [J/kg] representam as exergias específicas do ar na entrada e na saída do TESS, respectivamente.

Adicionalmente, a exergia é destruída devido a perdas de pressão associadas ao atrito do escoamento do fluido. Esse efeito é considerado por meio da variação de pressão ao longo do canal, que é estimada utilizando um fator de atrito obtido a partir de simulações CFD.

3.5 Energia armazenada

Em relação à energia armazenada pelo sólido, é definida pela diferença entre sua energia no início do ciclo $t = 0$ com temperatura constante $T_{s,x}^{t=0} = 300K$ e a energia no fim do ciclo. A energia interna do sólido é dada pela seguinte equação.

$$E_{\text{armazenada}} = \int_{x=0}^{x=L} \rho_s c_s A(x) (T_{s,x}^{t=\text{final}} - T_{s,x}^{t=0}) \quad (3.12)$$

onde $A(x)$ corresponde a área transversal do sólido e $(T_{s,x}^{t=\text{final}} - T_{s,x}^{t=0})$ é variação de temperatura do sólido entre os instantes inicial e final e ambas dependente da variável de comprimento x . Conforme definido anteriormente, a densidade ρ_s e o calor específico c_s foram definidas como constantes, mostrados na Tabela 3, com isso, a equação anterior fica definida como:

$$E_{\text{armazenada}} = \rho_s c_s \int_{x=0}^{x=L} A(x) (T_{s,x}^{t=\text{final}} - T_{s,x}^{t=0}) dx \quad (3.13)$$

A Equação 3.13 é a base para todas as simplificações. Ao considerar regiões específicas de variação de temperatura, áreas constantes e discretizar o volume do sólido, obtivemos as equações específicas para os processos de carga, descarga e redistribuição térmica

$$E_{\text{carregamento}} = \rho_s \cdot C_s \cdot dV_s \cdot \sum (T_{s,x}^{t=\text{final},\text{carga}} - T_{s,x}^{t=0}) \quad (3.14)$$

$$E_{\text{descarregamento}} = \rho_s \cdot C_s \cdot dV_s \cdot \sum (T_{s,x}^{t=\text{final},\text{descarga}} - T_{s,x}^{t=0}) \quad (3.15)$$

$$E_{\text{redistribuição}} = \rho_s \cdot C_s \cdot dV_s \cdot \sum (T_{s,x}^{t=\text{final},\text{red}} - T_{s,x}^{t=0}) \quad (3.16)$$

$$E_{\text{armazenada}} = E_{\text{carregamento}} - E_{\text{descarregamento}} \quad (3.17)$$

Essas simplificações são frequentemente usadas em estudos de armazenamento térmico, onde a geometria e a distribuição de temperaturas são conhecidas, permitindo uma análise mais prática e direta.

3.6 Dimensionamento TESS

Armazenadores térmicos desempenham um papel essencial na viabilização de sistemas energéticos sustentáveis, permitindo o acúmulo de energia térmica durante períodos de baixa demanda para posterior utilização em horários de maior necessidade. No caso de armazenadores compostos por múltiplos tubos, a análise detalhada de cada tubo individual é fundamental para compreender e otimizar o desempenho global do sistema [Dincer e Rosen \(2011\)](#), [Cabeza et al. \(2011\)](#) e [Mehling e Cabeza \(2008\)](#).

Para uma compreensão mais detalhada do desempenho do sistema, realiza-se a avaliação individual de cada tubo por meio de simulações numéricas. Essas simulações são fundamentadas na equação de energia armazenada, que serve como base para os cálculos e análises do processo de armazenamento térmico. A partir da equação que relaciona a capacidade de armazenamento com a energia armazenada por tubo, é possível determinar o número exato de tubos necessários para alcançar a capacidade total desejada do armazenador térmico por meio da Equação [3.18](#).

$$\text{Número de tubos} = \frac{\text{Capacidade total de armazenamento}}{\text{Energia armazenada por tubo}} \quad (3.18)$$

,

4 Análise de exergo-energética do sistema de armazenamento de energia térmica em ciclos padrões de carregamento-descarregamento

Neste capítulo, apresenta-se a abordagem utilizada para simular o comportamento térmico do canal senoidal, essencial para a análise de energia e exergia. Primeiro, descreve-se a simulação CFD utilizada para parametrizar e validar o modelo simplificado. Em seguida, é apresentado o procedimento de simulação para um TESS operacional em CSP com diferentes configurações, utilizando o modelo simplificado.

4.1 Metodologia de Solução

Nesta seção são apresentadas as geometrias, configurações e parâmetros para as simulações com STAR-CCM+ e posteriormente do modelo simplificado em ciclos de carregamento e descarregamento contínuo.

4.1.1 Simulação CFD

A plataforma CFD STAR-CCM+ foi utilizada para simular o escoamento de ar através de um único canal senoidal do dispositivo de armazenamento mostrado na Figura 8. Para minimizar os efeitos das condições de contorno de saída artificiais, o domínio computacional foi estendido além do final do canal. Na entrada, também foi adicionada uma pequena seção para o desenvolvimento do escoamento antes do canal senoidal real. Devido à simetria em relação ao plano central longitudinal, a simulação foi realizada em metade da seção do canal. A Figura 10 ilustra a geometria do canal e o domínio computacional utilizado na simulação.

O critério de convergência para o término das simulações foi definido pela ocorrência simultânea das seguintes condições: a diferença nas variáveis-chave, como velocidade,

temperatura e pressão na saída do canal, deve ser menor que 10^{-3} nas últimas 30 iterações; o balanço mássico entre a entrada e a saída do canal deve apresentar uma diferença máxima de 10^{-3} nas últimas 30 iterações; os resíduos de continuidade, energia cinética turbulenta e energia devem ser todos inferiores a 10^{-4} .

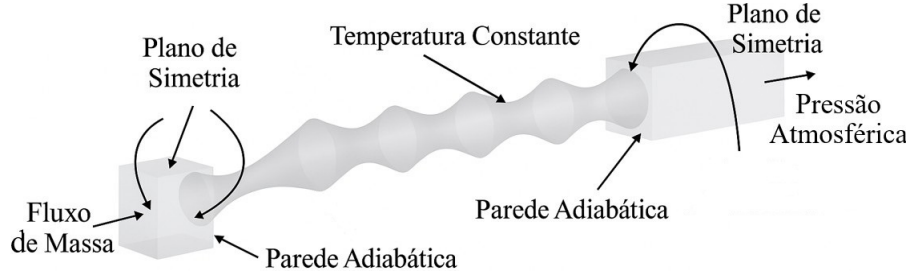


Figura 10 – Domínio computacional e geometria de canal usados na simulação CFD.

Para estimar os parâmetros necessários à parametrização e validação do modelo simplificado, foram realizadas múltiplas simulações em regime estacionário. As condições de contorno incluíram: temperatura e fluxo mássico de ar prescritos na entrada; temperatura constante na parede na interface fluido sólido do canal; fluxo de calor nulo no plano de simetria; e condições adiabáticas nas paredes a montante e a jusante do canal sinoidal.

Com base nos resultados das simulações em regime estacionário, é possível estimar o coeficiente global de transferência de calor por convecção para o canal, h_{ch} , definido como:

$$h_{ch} = \frac{\dot{m} c_{p,f} (T_{f,s} - T_{f,e})}{A \Delta T_{lm}} \quad (4.1)$$

onde A é a área de interface fluido sólido [m^2], $T_{f,e}$ e $T_{f,s}$ [K] são, respectivamente, as temperaturas de entrada (prescrita) e saída (simulada) do fluido, e ΔT_{lm} [K] é a diferença de temperatura logarítmica média entre a parede (prescrita) e o fluido (simulado).

Diversas simulações foram realizadas variando o comprimento do canal, de 1 m a 6 m, e o fluxo mássico de ar, representando números de Reynolds do canal variando aproximadamente de 1000 a 2500. Em todas as simulações, a temperatura de entrada do ar foi fixada em 800 K e a temperatura da parede mantida em 300 K. Os resultados permitiram a derivação de uma correlação para o número de Nusselt (Nu) como função dos números de Reynolds (Re) e Prandtl (Pr) na seguinte forma:

$$Nu(Re, Pr) = a Re^m Pr^n \quad (4.2)$$

onde a , m e n são parâmetros empíricos determinados a partir dos dados das simulações. Adicionalmente, os resultados da simulação permitem a estimativa do fator de atrito, f , definido para um canal circular como:

$$f = \frac{2 \Delta P d}{L \rho_f u^2} \quad (4.3)$$

onde ΔP [Pa] é a perda de pressão no canal, d [m] é o diâmetro hidráulico e u [m/s] é a velocidade do fluido. Além disso, pode-se derivar uma relação entre o fator de atrito e o número de Reynolds, conforme geralmente aceito e representado no diagrama de Moody. Essa relação foi utilizada para estimar a perda de pressão no TESS com canal senoidal em condições reais de operação, usando simulações baseadas no modelo simplificado, conforme descrito a seguir.

4.1.2 Simulação do TESS

Como mencionado anteriormente, o TESS consistindo em canais senoidais foi simulado como parte de um sistema CSP de torre central com parâmetros semelhantes aos de uma planta real instalada em Jülich, Alemanha, que é uma usina CSP de 1,5 MWe, com ar como fluido de transferência de calor e um TESS de 9 MWh, representado esquematicamente na Figura 11. Esta planta foi escolhida porque, por se tratar de uma instalação de prova de conceito, suas características operacionais estão disponíveis na literatura [Zunft et al. \(2011\)](#).

Nessa usina CSP, durante o dia, os heliostatos no campo solar refletem a radiação solar incidente e a concentram em um receptor cerâmico poroso, posicionado no topo da torre, através do qual o ar atmosférico é forçado a atingir uma temperatura de até 680°C, ver Figura 11. Com um múltiplo solar (SM), definido pela razão entre a área real do campo solar e aquela necessária para alimentar o ciclo de potência, maior que um, enquanto parte do ar em alta temperatura é utilizada para gerar vapor superaquecido para o ciclo de potência (Gerador de Vapor na Figura 11), o excedente é desviado para o TESS, ver Figura 11, denominado período de carregamento.

Quando a radiação solar cessa, o fluxo de ar através do TESS inverte sua direção, passando a operar em circuito fechado, captando o ar da saída do gerador de vapor a 150 °C, saindo do TESS a uma temperatura de pelo menos 640 °C para continuar alimentando o gerador de vapor, chamado aqui período de descarregamento. Temperaturas do ar na saída do TESS abaixo de 640 °C durante o descarregamento resultam em uma redução inaceitável da eficiência do ciclo Rankine. Ao final do descarregamento, o ar deixa de circular pelo TESS. Em seguida, devido à distribuição não uniforme de temperatura, ocorrerá condução de calor no sólido, denominada período de redistribuição. Portanto, o TESS operará em ciclos de carregamento, descarregamento e redistribuição durante dias de céu claro, como mostrado na Figura 12. No entanto, como a temperatura inicial no sólido não é conhecida no início da operação do TESS, é necessário que a simulação comece a partir de uma distribuição de temperatura arbitrária. Aqui, foi assumida uma distribuição inicial uniforme, iniciando com o período de carregamento, assim como ocorreria em uma situação real.

A operação da usina CSP prioriza a geração de energia. Dessa forma, o sistema de armazenamento é alimentado apenas durante períodos em que a radiação absorvida

no receptor é suficiente para suprir simultaneamente o ciclo de potência e o Sistema de Armazenamento de Energia Térmica (TESS). Ressalta-se que as simulações descritas correspondem à verificação do comportamento termodinâmico do TESS, não sendo representativas das simulações do ciclo anual. Nessa etapa, assumiu-se que tal condição ocorre por 4 horas ao longo do dia. As simulações foram conduzidas considerando ciclos consecutivos compostos por 4 horas de carregamento, seguidas por 2 horas de descarregamento e 18 horas de redistribuição. Esses ciclos foram repetidos até que a temperatura no início do carregamento se tornasse aproximadamente igual à do ciclo anterior, caracterizando a obtenção do regime estacionário, isto é, a eliminação da influência da condição inicial arbitrariamente imposta.

Os ciclos compreendidos entre o início da simulação e o estabelecimento desse comportamento periódico são classificados como regime não estacionário (transiente), em contraste com o regime estacionário observado posteriormente.

A Tabela 1 mostra as características geométricas do TESS simulado e a Tabela 2 apresenta seus parâmetros operacionais. Esses valores foram considerados como caso de referência, e alguns serão submetidos a alterações para uma análise de sensibilidade apresentada posteriormente. Note que o valor do fluxo mássico pode ser diferente durante o carregamento e descarregamento, dependendo do múltiplo solar. Para $SM = 2$, como testado aqui, os valores de fluxo mássico durante carregamento e descarregamento são iguais.

Tabela 1 – Parâmetros e valores utilizados nas simulações.

Parâmetro	Valor
D	0,06 m
d	0,03 m
l	0,1 m
H	0,07 m
L	6 m
ε	0,2653

Tabela 2 – Parâmetros utilizados na simulação do caso de referência.

Parâmetro	Valor Numérico
Múltiplo solar, SM	2
Fluxo mássico durante carregamento (G)*	0,1 kg/(m ² ·s)
Fluxo mássico durante descarregamento	0,1 kg/(m ² ·s) ($G/(SM-1)$)
Temperatura de entrada do ar durante carregamento	680 °C
Temperatura de entrada do ar durante descarregamento	150 °C
Temperatura do ar na saída durante descarregamento	>640 °C
Tempo de carregamento	4 horas
Tempo de descarregamento	2 horas
Tempo de redistribuição	18 horas
Capacidade total de armazenamento	9 MWh

(G)* representa o fluxo mássico por m² da área da seção transversal do TESS. O fluxo em cada canal é estimado multiplicando G pela área da seção transversal do canal.

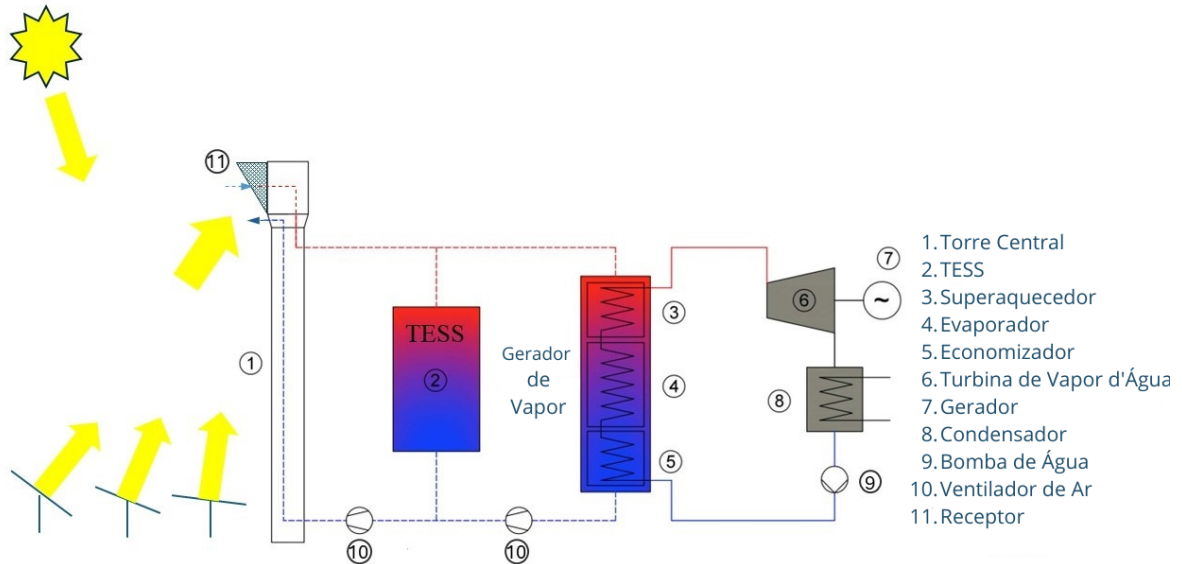


Figura 11 – Diagrama de uma usina de energia solar concentrada a vapor.

Para a condição inicial, assume-se que ambas as fases estavam na temperatura operacional mínima $T_{min} = 150$ °C. Essa condição pode ser descrita da seguinte forma:

$$T_{s,(f),i}^{t=0} = T_{min} \quad (4.4)$$

Para cada novo período, seja de carregamento, descarregamento ou redistribuição, as temperaturas iniciais foram consideradas as mesmas do final do período anterior:

$$T_{s,(f),i}^{t=0,descarga,k} = T_{s,(f),i}^{t=fim,carga,k} \quad (4.5)$$

$$T_{s,(f),i}^{t=0,redist,k} = T_{s,(f),i}^{t=fim,descarga,k} \quad (4.6)$$

$$T_{s,(f),i}^{t=0,carga,k} = T_{s,(f),i}^{t=fim,redist,k-1} \quad (4.7)$$

onde k representa o número de ciclos.

Quanto às condições de contorno:

1. A temperatura de entrada e o fluxo mássico do fluido foram constantes no tempo, conforme dados na Tabela 2.
2. Condições adiabáticas foram assumidas para o fluido na saída do domínio e para o sólido tanto na entrada quanto na saída do domínio.

$$\left. \frac{\partial T_f}{\partial x} \right|_{x=L} = 0, \left. \frac{\partial T_s}{\partial x} \right|_{x=0} = 0, \left. \frac{\partial T_s}{\partial x} \right|_{x=L} = 0 \quad (4.8)$$

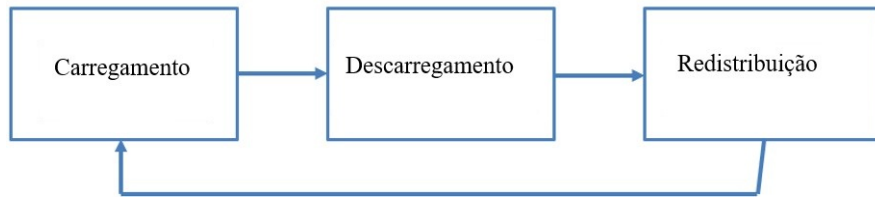


Figura 12 – Sequência de solução de ciclo nas simulações.

Entre os materiais mais estudados para armazenamento térmico estão cerâmicas, refratários, concreto, calcário, esteatita e outros materiais similares [Cascetta et al. \(2015\)](#). Neste estudo, em paralelo com [Li et al. \(2023\)](#), o material escolhido foi a cerâmica devido à sua alta capacidade de armazenamento de calor, excelente estabilidade térmica, durabilidade, baixa condutividade térmica, flexibilidade de projeto e sustentabilidade. Suas propriedades estão descritas na Tabela 3.

Tabela 3 – Propriedades do material de armazenamento térmico

Propriedade	Definição/Valor Numérico
Material	Cerâmica
Calor específico	1068 J/(kg·K)
Densidade	2680 kg/m ³
Condutividade térmica	2,5 W/(m·K)

4.2 Resultados e Discussões

Para fornecer confiança nos perfis de temperatura simulados, os parâmetros de fluxo e transferência de calor a serem utilizados no modelo simplificado foram determinados utilizando o software STAR-CCM+, que é uma plataforma comercial consolidada de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD). Os resultados do modelo simplificado para um caso de referência foram então validados com dados sintéticos do STAR-CCM+. Após a validação do modelo, simulações foram realizadas para melhor compreender o desempenho

de um TESS sólido com canal senoidal, utilizando análise de energia e exergia. Os resultados das simulações são discutidos para a sequência de ciclos de carregamento-d Descarregamento-redistribuição a partir de uma condição inicial arbitrária até que o regime estacionário seja atingido. Por fim, uma análise de sensibilidade para características geométricas e operacionais relevantes é realizada.

4.2.1 Resultados do STAR-CCM+

O canal senoidal ilustrado na Figura 9 foi discretizado utilizando uma malha mista de prismas (próximo às paredes) e poliedros (interior), mostrada na Figura 13. Esta malha apresenta refinamentos locais ao longo das arestas e próximo às paredes regiões críticas para capturar a dinâmica essencial do fluxo. Embora o foco principal deste trabalho não seja nos aspectos numéricos, vale ressaltar que um estudo abrangente de independência de malha foi realizado para garantir a confiabilidade da simulação. Para maior concisão, os detalhes completos deste estudo são apresentados no Apêndice B.

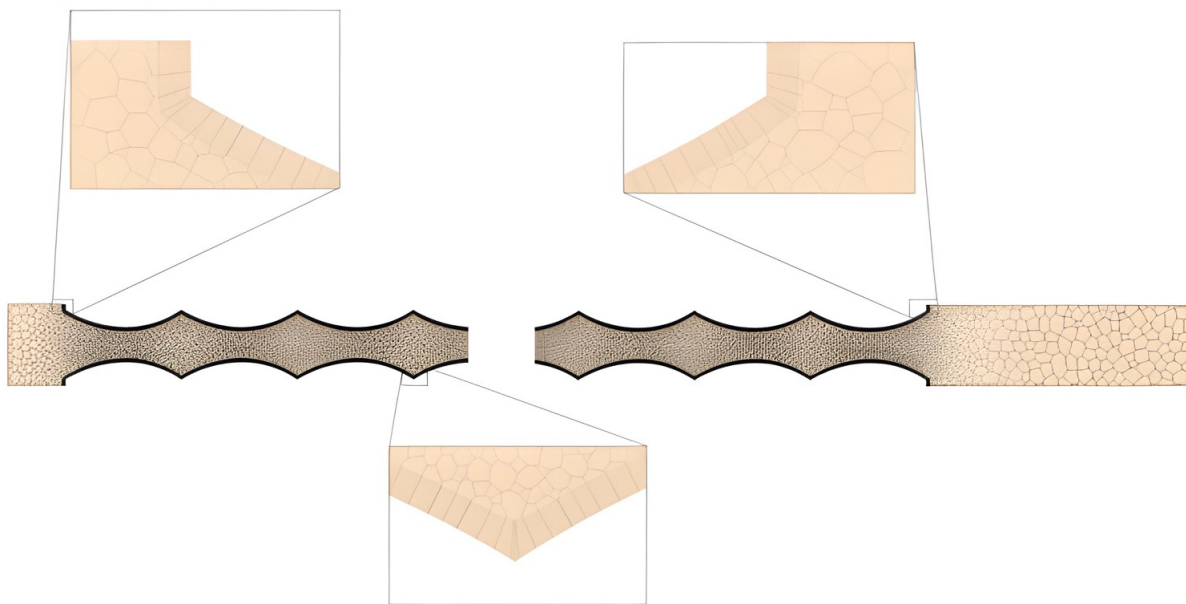


Figura 13 – Malha poliédrica do canal senoidal usada na simulação CFD.

A Figura 14 apresenta os resultados da simulação para a velocidade, em um plano longitudinal central, para um fluxo mássico de $G = 0,225 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ($Re = 1063$) em um canal senoidal de 1,5 m de comprimento. Como mostrado na Figura 14a, o campo de velocidade apresenta flutuações espaciais ao longo do comprimento do canal, um comportamento atribuído à variação periódica do diâmetro do canal. A estrutura do fluxo é caracterizada por um jato central principal, aproximadamente confinado à região definida pelo diâmetro mínimo do canal. Ressalta-se, entretanto, que a presença desse núcleo central de alta velocidade não caracteriza um escoamento laminar. A geometria senoidal promove sucessivas acelerações e desacelerações do fluido, induzindo gradientes de pressão,

recirculações locais e intensificação da mistura, fenômenos associados ao desenvolvimento de comportamento turbulento e ao aumento da transferência de calor no interior do canal.

Conforme detalhado na Figura 14b, uma zona de recirculação pode ser observada nas seções mais largas da geometria senoidal devido a gradientes de pressão adversos característica também relatada nos experimentos de visualização de fluxo de Russ e Beer (1997). Embora essa comparação não constitua uma validação direta, reforça a confiança de que o modelo de turbulência está capturando adequadamente a dinâmica da camada limite.

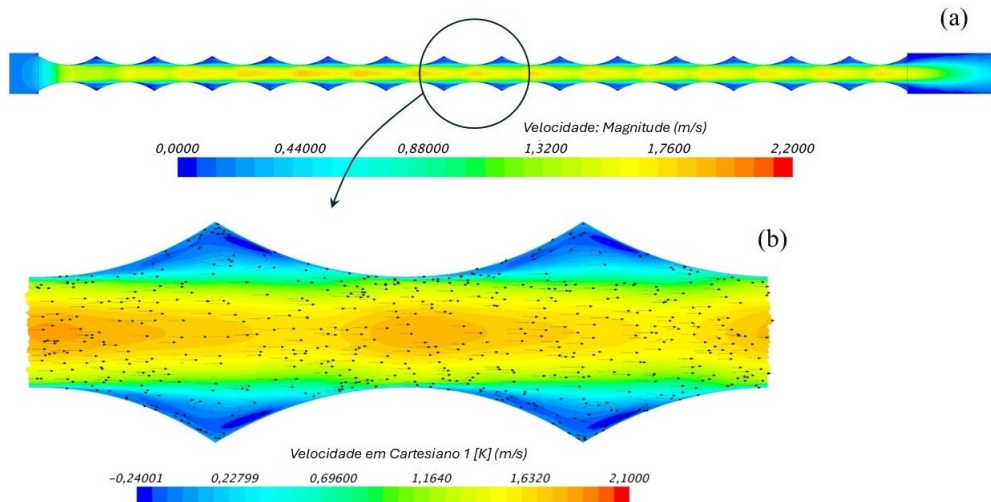


Figura 14 – Distribuição de velocidade no plano central do canal senoidal para $G = 0,225 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$. O detalhe no painel (b) mostra as linhas de corrente para uma seção do padrão senoidal.

A Figura 15 mostra a distribuição de temperatura e pressão para a mesma simulação apresentada na Figura 14. Os contornos de temperatura ilustram claramente a troca de calor entre o fluido e as paredes isotermiais do canal. A diminuição progressiva da temperatura ao longo da direção axial serve como evidência direta desse efeito, assim como os gradientes de temperatura observados ao longo da direção radial. Semelhante ao campo de velocidade, pode-se identificar uma região central onde a temperatura permanece relativamente uniforme ao longo da extensão radial. Em contraste, nas seções mais largas do canal onde as velocidades locais são menores tornam-se aparentes regiões de temperatura reduzida, indicando maior interação térmica com a parede circundante devido ao tempo de residência prolongado e à condição de contorno de temperatura constante.

Como resultado, a distribuição de temperatura média na seção transversal ao longo da direção axial exibe um padrão oscilatório (ver marcas de valores altos e baixos na Figura 15a) sobreposto a uma tendência clara de queda (ver Figura 19). Oscilações semelhantes também são observadas no coeficiente de pressão, embora sejam menos pronunciadas. No geral, os resultados de CFD capturam efetivamente as principais características dinâmicas do fluxo, ao menos qualitativamente. O uso do modelo de turbulência $k-\omega$ SST garante uma representação adequada das características da camada limite, particularmente próximo

à parede, onde a resolução precisa é crítica para capturar a transferência de calor e as variações de pressão.

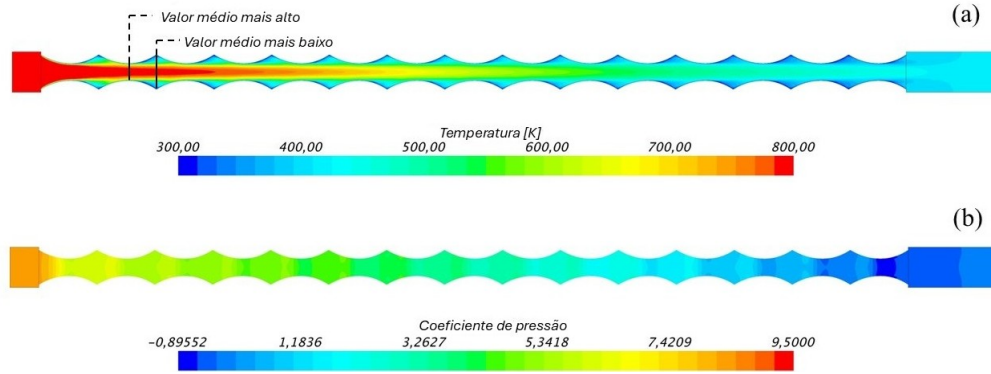


Figura 15 – Distribuição de temperatura, painel (a), e pressão, painel (b), no plano central do canal senoidal para $G = 0,225 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$. No painel (a), indicação das posições de valores altos e baixos da temperatura média na seção transversal.

4.2.2 Parametrização do modelo

O modelo simplificado de balanço de energia unidimensional (1-D) sob a suposição de LTNE foi selecionado devido à sua eficiência computacional, permitindo múltiplas simulações em diversas configurações do TESS com canal senoidal para avaliação de energia e exergia. No entanto, as fortes aproximações inerentes à formulação do modelo exigem uma parametrização e validação adequadas para garantir confiança nos resultados das simulações.

Como mencionado anteriormente, idealmente, essa validação deveria ser realizada utilizando dados experimentais. Como os dados experimentais necessários não estão disponíveis, foram utilizados os resultados de um modelo CFD STAR-CCM+ que captura a dinâmica completa do fluxo de fluido como dados de referência sintéticos para esse fim.

O coeficiente de transferência convectiva, h , nas Equações (3.6) e (3.7) pode ser estimado a partir do número de Nusselt, Nu , definido como:

$$Nu = \frac{hd}{k_f} \quad (4.9)$$

onde d [m] é um comprimento representativo para o fluxo, para o qual é utilizado o diâmetro hidráulico, e k_f [W/(m·K)] é a condutividade térmica do fluido. Existem diversas formulações empíricas para (Nu) em função dos números de Reynolds (Re) e Prandtl (Pr) disponíveis na literatura. Incropera et al. (1996) destaca a relação clássica na forma da Equação (4.2) para fluxo em tubo de paredes lisas com diâmetro circular, conhecida como equação de Colburn, definida como:

$$Nu(Re, Pr) = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,33} \quad (4.10)$$

Quando as características do fluxo não se alinham com aquelas para as quais as formulações existentes foram obtidas, é possível derivar uma correlação específica estabelecendo valores apropriados para as constantes empíricas a , m e n a serem usadas na Equação (4.2).

A partir dos resultados das simulações de fluxo no STAR-CCM+, é possível determinar as constantes empíricas necessárias para resolver as Equações (3.6) e (3.7) para o canal senoidal. As características geométricas do canal senoidal, representadas pelos parâmetros mostrados na Figura 9, adotadas nas simulações STAR-CCM+, estão apresentadas na Tabela 1. Como Pr é função apenas das propriedades do fluido e este trabalho trata de um único fluido, o ar, é razoável fixar o valor de n em 0,33, como na Equação de Colburn (4.10), deixando os efeitos da geometria senoidal sobre a troca global de calor para serem absorvidos pelas constantes a e m . Para estimar esses valores das constantes, foi utilizada uma regressão linear de $\log(Nu/Pr^{1/3})$ versus $\log(Re)$. A Figura 16 mostra graficamente essas variáveis estimadas a partir da simulação com STAR-CCM+ para $L = 1,5$ m, juntamente com a linha de tendência ajustada para os pontos simulados. O coeficiente de correlação obtido na regressão foi $R^2 = 0,99987$, demonstrando a validade da Equação (4.10) com $n = 0,33$.

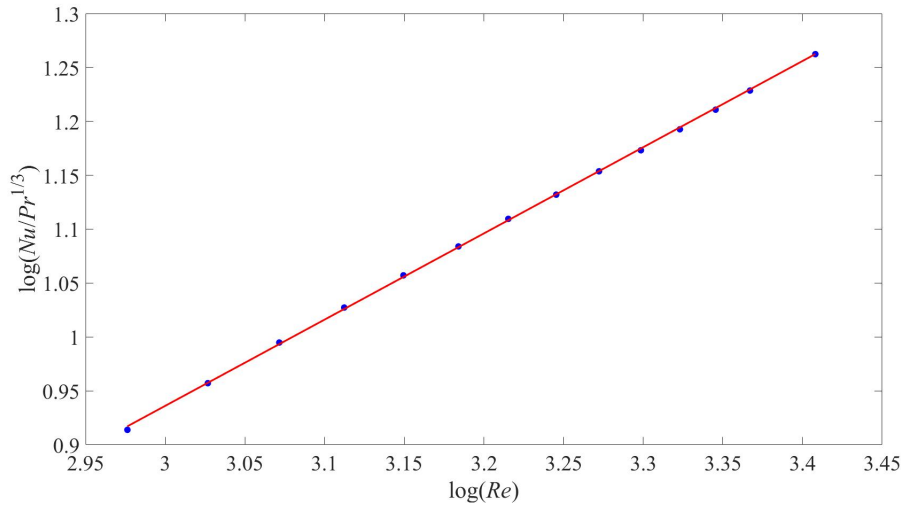


Figura 16 – Regressão $\log(Nu/Pr^{1/3})$ versus $\log(Re)$. Os pontos representam dados simulados com o STAR-CCM+. A linha vermelha é a linha de tendência da regressão linear.

O mesmo procedimento foi seguido para os outros comprimentos, e os valores de a e m em função de L são mostrados na Figura 17. Pode-se inferir que, à medida que o comprimento do canal aumenta, há uma estabilização do valor de a em torno de 0,036, a partir de um comprimento de 3 metros, veja Figura 17a. Essa estabilização de a para canais mais longos ocorre devido à minimização dos efeitos de desenvolvimento do fluxo. Quanto a m , o valor se mantém muito próximo de 0,8 para toda a faixa de comprimentos testada, veja Figura 17b. De forma geral, para essa geometria, é possível propor a relação

$Nu(Re, Pr)$ para fluxos turbulentos totalmente desenvolvidos de acordo com a seguinte equação:

$$Nu(Re, Pr) = 0,036Re^{0,8}Pr^{0,33} \quad (4.11)$$

Observe o aumento no coeficiente de transferência de calor devido à geometria senoidal, ao comparar a constante a com sua contraparte na relação de Colburn (Equação 4.10), consistente com os trabalhos de [Rush, Newell e Jacobi \(1999\)](#), [Wang e Chen \(2002\)](#) e [Mahmud, Islam e Das \(2001\)](#).

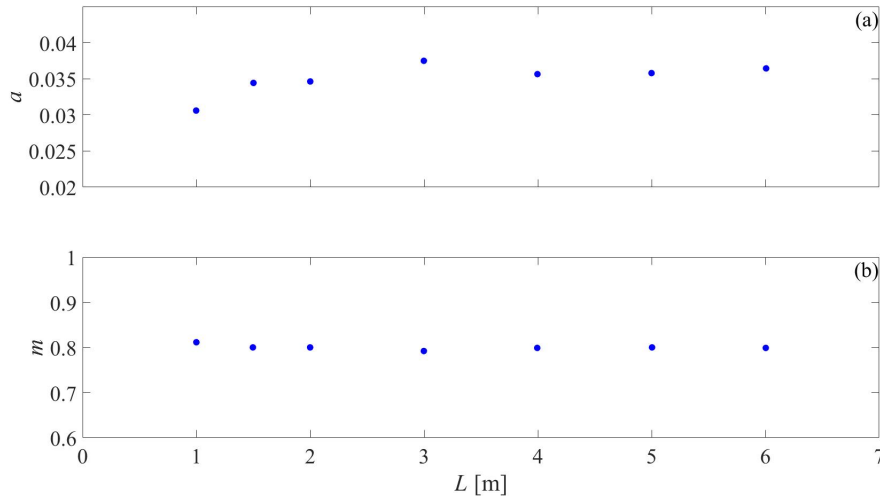


Figura 17 – Valores de a , painel (a), e m , painel (b), para diferentes comprimentos obtidos a partir da regressão de $\log(Nu/Pr^{1/3})$ versus $\log(Re)$ para diferentes comprimentos do armazenamento. Os dados foram obtidos por meio de simulações no STAR-CCM+.

De forma similar, utilizando dados sintéticos simulados com o STAR-CCM+, o fator de atrito, f (Equação 4.12), associado ao fluxo através do canal, foi avaliado em função do número de Reynolds, Re . A Figura 18 apresenta o diagrama de Moody, que expressa graficamente essa relação usando os dados da simulação. Uma regressão aplicada aos pontos simulados revela uma forte correlação, sendo a linha de tendência resultante dada por:

$$f = \frac{2}{5}Re^{-0.075} \quad (4.12)$$

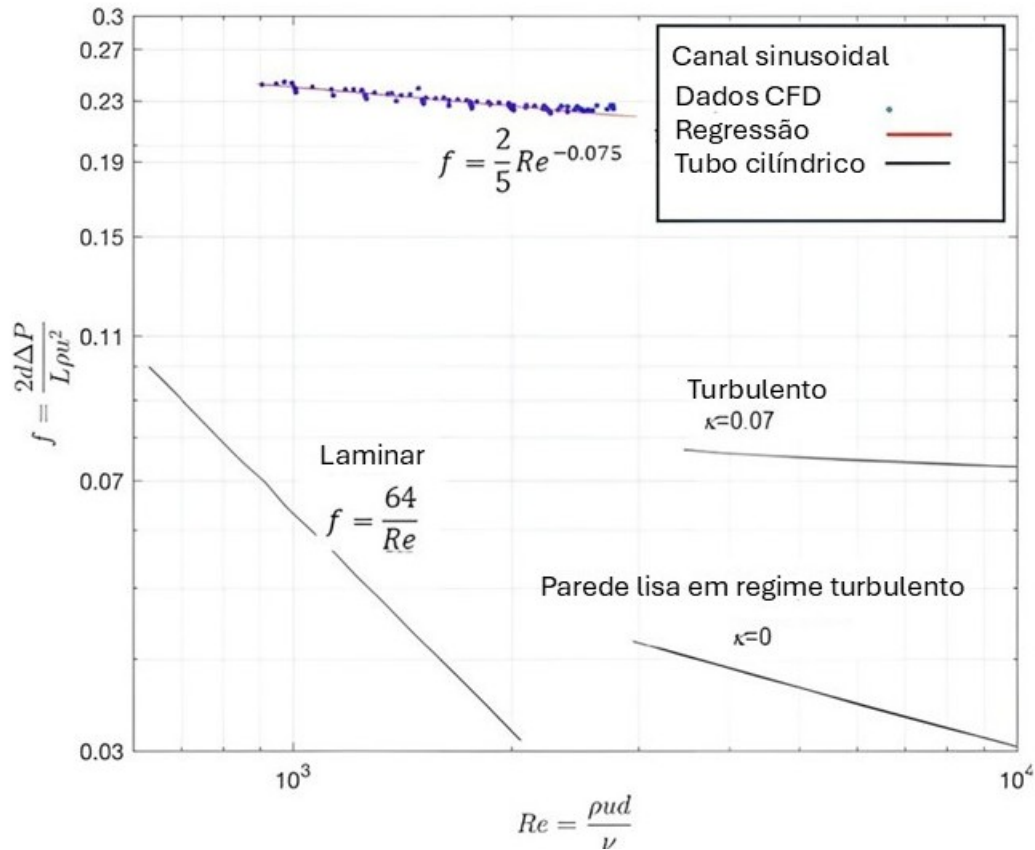


Figura 18 – Diagrama de Moody mostrando a relação entre o fator de atrito e o número de Reynolds a partir das simulações no STAR-CCM+.

Vale destacar que, uma vez estabelecidas as correlações para o número de Nusselt (Nu) e para o fator de atrito (f), não é mais necessário dentro do escopo deste estudo resolver as equações completas de conservação de momento (Navier-Stokes). Em vez disso, basta resolver a equação de conservação de massa, para considerar as variações de velocidade devido às mudanças de densidade, juntamente com as equações de balanço de energia para as fases de ar e sólido (Equações 3.6 e 3.7, respectivamente). A Figura 19 apresenta as distribuições de temperatura médias sobre a área da seção transversal, obtidas a partir de simulações usando tanto o STAR-CCM+ quanto o modelo simplificado, que emprega os constantes previamente definidos a , m e n , para um canal de 6 metros de comprimento.

O padrão oscilatório observado nos resultados do STAR-CCM+ (linha azul na Figura 19) reflete o campo de temperatura complexo discutido anteriormente, onde zonas de recirculação na geometria senoidal reduzem o transporte advectivo e diminuem localmente a temperatura do fluido. Ao comparar os resultados, embora o modelo simplificado sendo unidimensional não capture as oscilações espaciais inerentes à geometria senoidal (claramente vistas nos resultados CFD na Figura 15a), ele reproduz com precisão o perfil de temperatura médio da seção transversal. Portanto, o modelo simplificado é considerado adequado para os objetivos deste estudo.

Deve-se enfatizar, no entanto, que os parâmetros estabelecidos aqui são consequência das características específicas do fluxo e não devem ser extrapolados para outros meios

porosos com configurações geométricas diferentes, pois seu comportamento convectivo pode diferir significativamente.

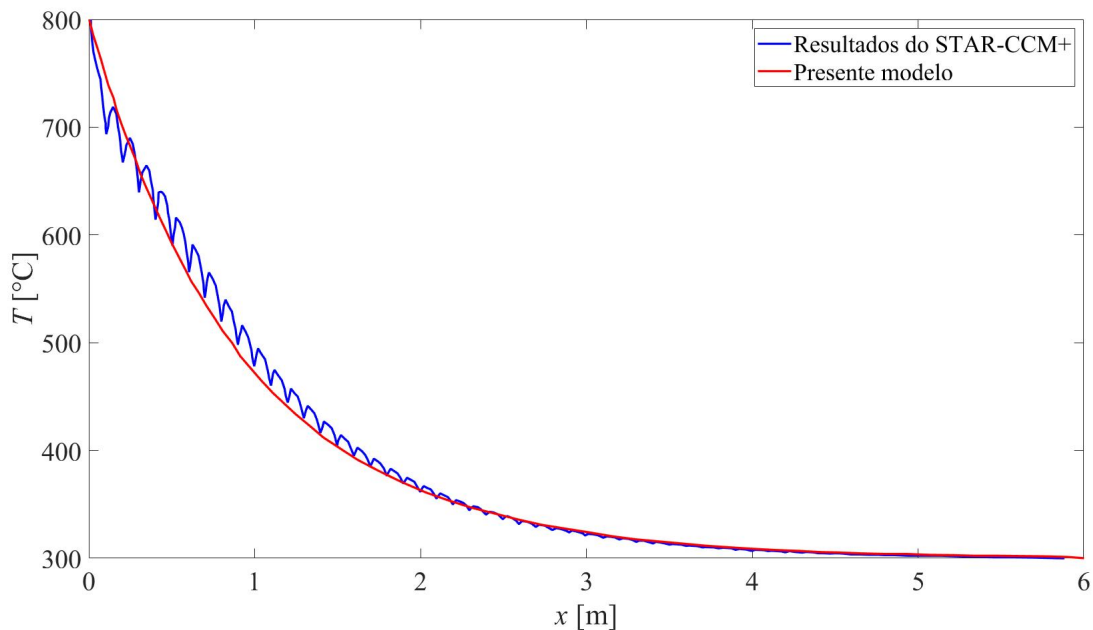


Figura 19 – Curva de temperatura ao longo do canal, obtida com STAR-CCM+ e com o modelo numérico simplificado, para $G = 0,225 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ e $L = 6 \text{ m}$.

4.2.3 Período de Inicialização do TESS

Com confiança nos resultados fornecidos pelo modelo simplificado de balanço de energia LTNE, ele foi utilizado para simular o canal senoidal em condições operacionais mais realistas, utilizando parâmetros da usina CSP de Jülich. Uma abordagem de volumes de controle foi adotada, dividindo o domínio em 100 volumes de controle para resolver os ciclos de carregamento–descarregamento–redistribuição, partindo de uma condição inicial uniforme e continuando até que um ciclo estacionário fosse alcançado.

Assim como no modelo CFD, um estudo de convergência de malha também foi realizado; uma discussão adicional é fornecida no Apêndice C. A Figura 20 ilustra os perfis de temperatura na fase sólida ao final dos estágios de carregamento (Figura 20a) e descarregamento (Figura 20b) ao longo de 9 ciclos. Para maior clareza, apenas os perfis de temperatura dos ciclos ímpares são mostrados. É evidente que as distribuições de temperatura entre ciclos consecutivos tornam-se cada vez mais semelhantes à medida que o sistema evolui. Notavelmente, o perfil de temperatura do ciclo 8 (não mostrado) quase se sobrepõe ao do ciclo 9, indicando que o sistema atingiu um regime de ciclo estacionário, no qual a sequência de ciclos começa a se repetir.

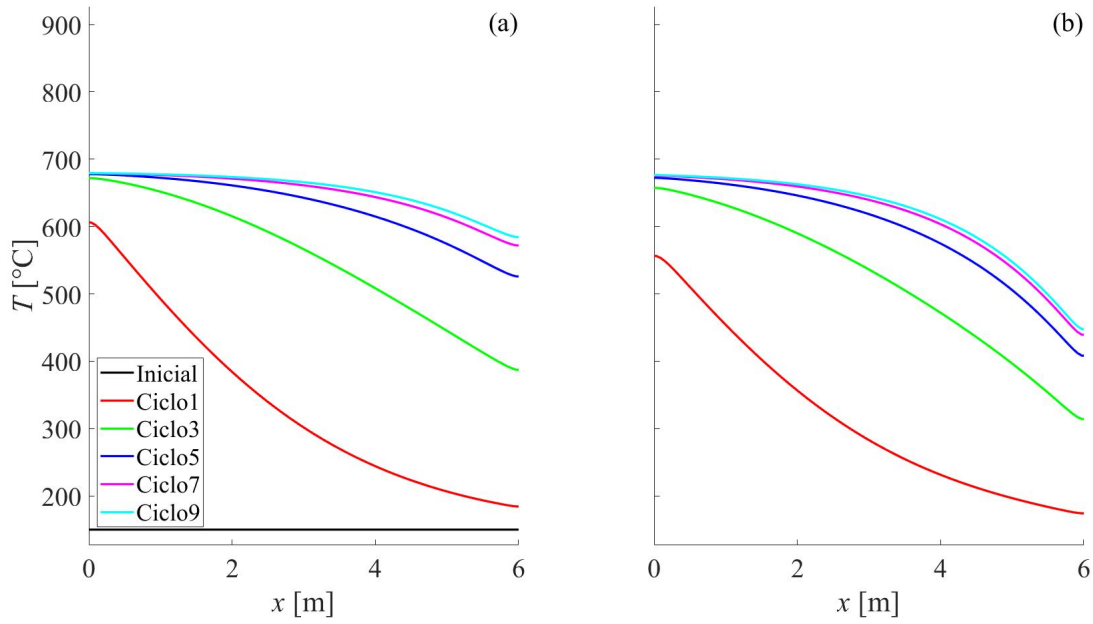


Figura 20 – Evolução das temperaturas dos sólidos durante o carregamento (a) e o descarregamento (b).

Durante o período de carregamento do ciclo inicial, a temperatura do sólido aumenta mais rapidamente, especialmente na entrada do TESS, devido à grande diferença de temperatura entre o ar e o sólido. Isso também leva a uma alta taxa de destruição de exergia sob regime não estacionário, como mostrado na Figura 21. É importante mencionar que os valores de exergia destruída apresentados neste trabalho referem-se à destruição adicional devido à presença do TESS, descontando a exergia que seria destruída caso todo o fluxo de ar fosse direcionado ao ciclo de potência. Para essa estimativa, foi considerada uma eficiência do ciclo Rankine de 30%. À medida que os ciclos evoluem, a diferença de temperatura entre o ar e o sólido durante o carregamento diminui ao longo do comprimento da unidade de armazenamento, até que os ciclos atinjam um estado estacionário. Nessa condição, a destruição de exergia em cada ciclo devido à presença do TESS é mínima. O contrário é observado no período de descarregamento, onde a destruição de exergia inicia em níveis mais baixos e aumenta à medida que os ciclos progridem, ver Figura 21a.

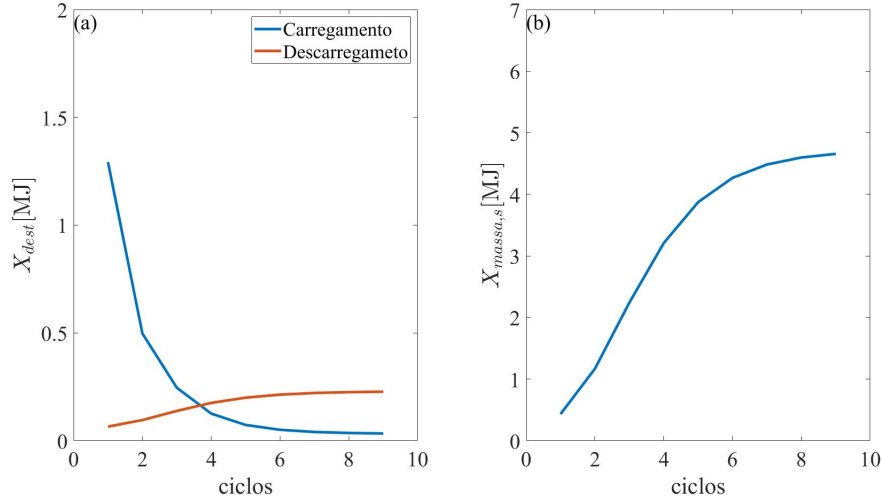


Figura 21 – (a) Exergia destruída pelo ciclo de aquecimento TESS. (b) Exergia não utilizada durante a fase de carga pelo ciclo de aquecimento TESS. Não há exergia não utilizada nas fases de descarga e redistribuição.

Por outro lado, a exaustão do ar que ainda se encontra em alta temperatura durante o carregamento é caracterizada como exergia não aproveitada pelo sistema de potência. Nos ciclos de aquecimento do TESS, diferente da exergia destruída, a exergia não aproveitada, representada pela variável $X_{massa,s}$ na Equação (3.11), aumenta à medida que os ciclos evoluem.

Vale destacar que esses resultados são relevantes apenas enquanto o sistema de armazenamento não atinge o regime estacionário, o qual será analisado a seguir. Isso ocorre no início da operação, após alguma manutenção da instalação ou quando há períodos prolongados sem radiação solar suficiente para carregar o TESS. Em um sistema de armazenamento com essas características geométricas, caso a temperatura do TESS caia abaixo de 150°C , segundo as simulações, o regime estacionário levará 9 dias de céu limpo para se recuperar. Essa informação pode ser importante para o planejamento de manutenção.

4.2.4 Análise do Regime Estacionário

Após ciclos consecutivos de carregamento, descarregamento e redistribuição, o TESS atinge o regime de ciclo estacionário, desde que haja energia solar suficiente para carregá-lo, condição assumida neste estudo. Esta seção apresenta resultados para o regime estacionário. Primeiramente, são apresentados os resultados da simulação para um TESS com $L = 6$ m de comprimento, $H = 0,07$ m de largura e fluxo de massa $G = 0,1$ $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$, que servirão como caso base para a análise de sensibilidade discutida posteriormente.

Para uma melhor visualização dos resultados de simulação, a Figura 22 apresenta a evolução espacial da distribuição de temperatura do sólido (colormap) e do ar (isolinhas) para um único canal do TESS durante a sequência de carregamento-descarregamento, após a obtenção do regime estacionário. Como esperado, a temperatura do ar é maior

que a do sólido durante o carregamento e menor durante o descarregamento. Note que as altas temperaturas do ar na saída do TESS representam exergia não aproveitada pelo ciclo de potência e deveriam ser reaproveitadas no próprio sistema CSP ou em outra aplicação para aumento de eficiência, conforme discutido posteriormente. Por outro lado, a maior diferença de temperatura entre ar e sólido, especialmente na entrada no início do descarregamento, implica em aumento da destruição de exergia. Esses mecanismos são influenciados pelo fluxo de massa e pela geometria do TESS, como será mostrado na análise de sensibilidade.

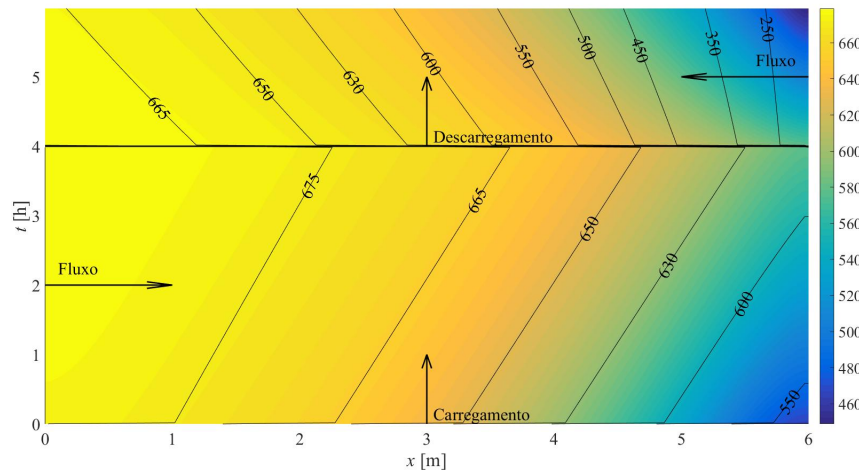


Figura 22 – Evolução da distribuição de temperatura em ($^{\circ}\text{C}$) durante a sequência de carregamento-d Descarregamento para um canal. O colormap representa a temperatura do sólido, enquanto as isolinhas etiquetadas representam a temperatura do ar.

A Figura 23 mostra a distribuição de temperatura do último ciclo, evidenciando o comportamento térmico dentro do TESS no regime estacionário. As curvas correspondem ao final de cada período do ciclo.

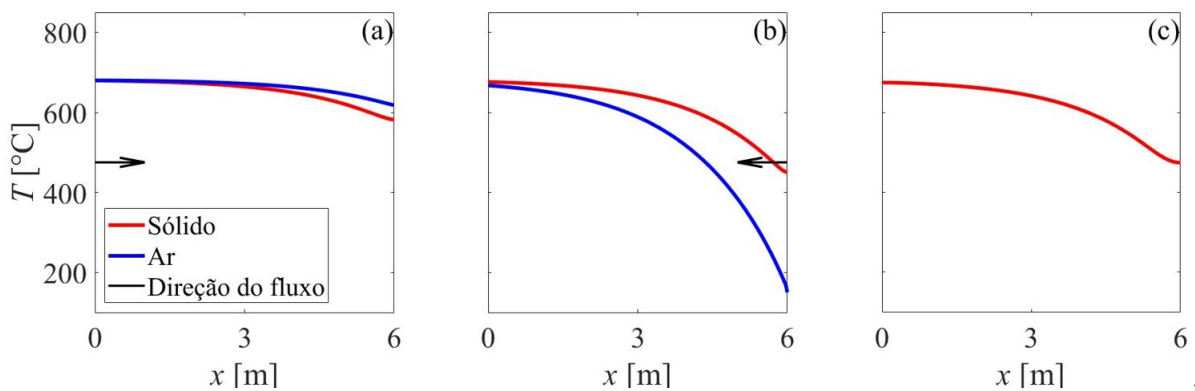


Figura 23 – Distribuição de temperatura ao final do período de carga (a), descarga (b) e redistribuição (c) em regime estacionário. A seta indica a direção do fluxo de ar.

Uma comparação entre as Figuras 23a e 23b sugere que, como apontado anteriormente, a maior parte da destruição de exergia ocorre durante o descarregamento, uma vez que a diferença de temperatura entre o ar e o sólido é maior. Esse comportamento pode ser observado na Figura 24, que apresenta a evolução temporal da taxa de destruição de exergia em cada período. Note a diferença de escala do eixo vertical nos painéis da Figura 24.

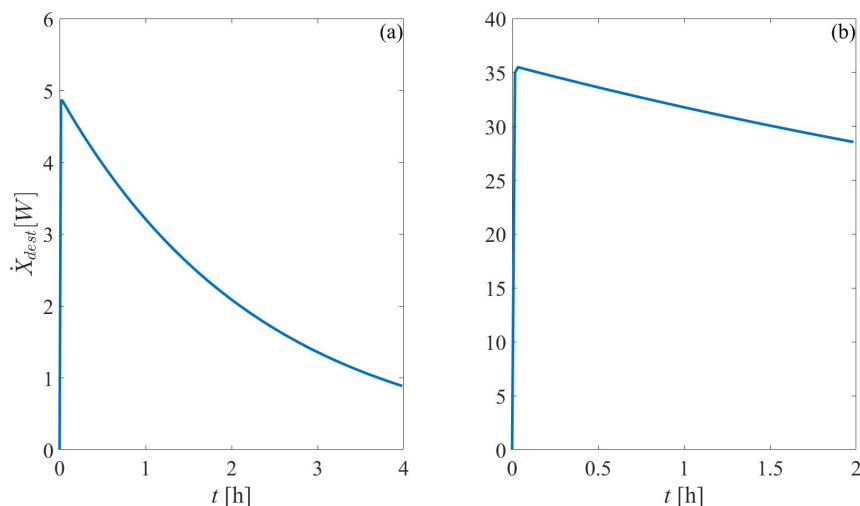


Figura 24 – Taxa de destruição de exergia em função do tempo durante o carregamento, painel (a), e durante o descarregamento, painel (b). Os valores correspondem a um único canal.

O período de redistribuição também contribui para a destruição de exergia no processo de homogeneização da temperatura do sólido por condução. Entretanto, essa destruição ocorre em níveis muito mais baixos. Enquanto a exergia destruída durante o carregamento e o descarregamento é de 34 kJ e 228 kJ, respectivamente, durante a redistribuição é de apenas 4 kJ. É importante notar que a maior parte da exergia desperdiçada com o TESS simulado em regime estacionário ocorre no escoamento de gases em alta temperatura. A Figura 25 mostra a taxa de exergia no escoamento de gases durante o período de carregamento. Inicialmente, a taxa é muito pequena devido à presença de ar em temperatura mais baixa remanescente do descarregamento. No entanto, mesmo após a transferência de calor para o TESS, quantidades significativas de exergia ainda são levadas para a saída. Vale lembrar que essa exergia não é necessariamente perdida, pois pode ser utilizada em outra aplicação caso haja demanda. No caso de Jülich, o ar de exaustão é liberado próximo ao receptor para ser parcialmente reutilizado no circuito de ar quente.

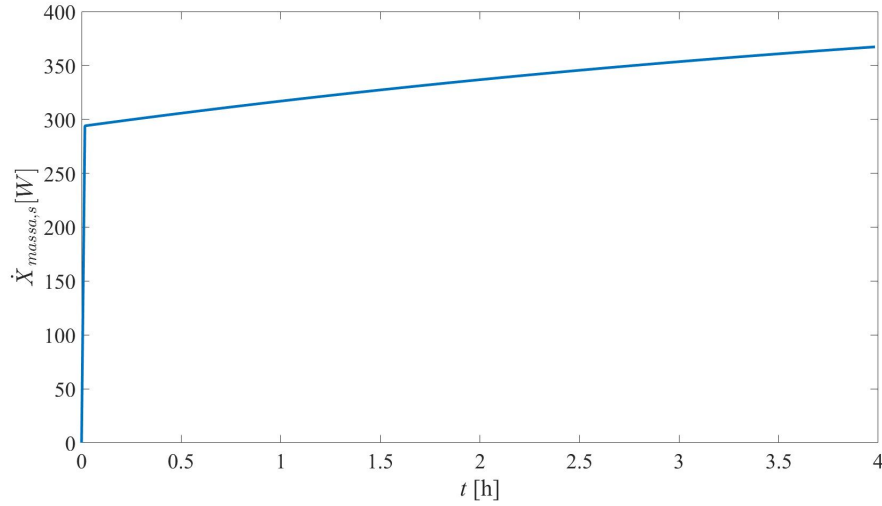


Figura 25 – Taxa de exergia perdida devido aos gases de exaustão durante a fase de carregamento.

4.2.5 Análise de Sensibilidade

Características geométricas e operacionais podem desempenhar um papel importante no desempenho de sistemas de armazenamento de energia térmica. Para obter uma melhor compreensão de como esses parâmetros afetam a operação do sistema de armazenamento com canais senoidais, uma análise de sensibilidade foi realizada. Os resultados anteriores serviram de base para esta análise, na qual parâmetros geométricos e de fluxo foram modificados. Os parâmetros considerados foram a vazão através do canal, G , o comprimento do sistema de armazenamento, L , e a seção transversal do canal, H . Simulações foram realizadas para vazões de 0,05, 0,1 e 0,2 kg/(m²·s). Para a seção do canal, foram testados 0,035 m, 0,07 m e 0,1 m. Vale mencionar que a porosidade permaneceu inalterada, portanto todas as dimensões da seção senoidal se ajustam para manter as mesmas relações geométricas. Esse fato justifica a adoção da mesma correlação de Nu , mesmo tendo sido estabelecida para o caso base. Em termos de comprimento, além dos 6 m, tanques de armazenamento com 3 m e 9 m também foram simulados.

A Tabela 4 apresenta os resultados das simulações para diferentes configurações. É importante notar que a energia total armazenada, representada pela área sombreada nas três diferentes configurações da Figura 26, não é necessariamente a mesma. Entretanto, é possível atender à especificação de 9 MWh de energia total armazenada compensando essa diferença com o número de canais. Isso se reflete nas dimensões gerais do dispositivo de armazenamento, que também são reportadas na Tabela 4.

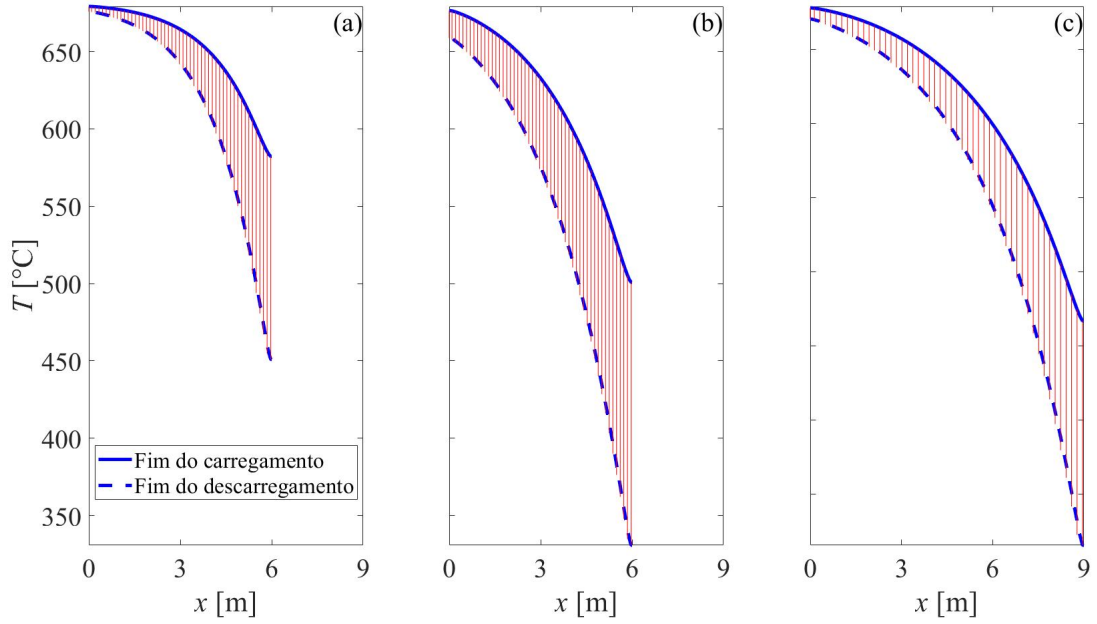


Figura 26 – Perfis de temperatura do sólido ao final dos períodos de carregamento e descarregamento para três configurações diferentes. A área sombreada representa a energia armazenada durante o ciclo. O painel (a) apresenta os resultados para o caso base; (b) com $L = 6$ m, $H = 0,07$ m e $G = 0,2$ kg/(m²·s); e (c) com $L = 9$ m, $H = 0,07$ m e $G = 0,2$ kg/(m²·s).

Outro aspecto importante de um dispositivo de armazenamento é verificar se, mesmo armazenando a energia total especificada, ele consegue manter a temperatura do ar na saída durante o descarregamento dentro do limite definido (> 640 °C), caso contrário, a eficiência do ciclo termodinâmico pode ser comprometida. A Figura 27, que apresenta a temperatura do ar na saída durante o descarregamento, ilustra esse fato em três situações diferentes para as configurações testadas.

Fica claro na Figura 27a que a configuração com comprimento $L = 6$ m, largura $H = 0,07$ m e vazão $G = 0,05$ kg/(m²·s) seria capaz de alimentar o ciclo termodinâmico ao longo de todo o período de descarregamento. Com a mesma geometria, mas operando com vazão de $0,2$ kg/(m²·s), a eficiência do ciclo termodinâmico seria prejudicada ao final do descarregamento. No caso do tanque de armazenamento com 3 m de comprimento, canais de $0,05$ m e vazão de $0,1$ kg/(m²·s), a aplicação seria inviável. Nenhuma das configurações testadas com tanques de 3 m mostrou-se viável, pois não conseguiram manter a temperatura do ar na saída durante o descarregamento acima de 640 °C por um período de tempo razoável. Portanto, seus resultados foram omitidos da Tabela 4. A Tabela 4 também apresenta os valores mínimos da temperatura do ar na saída durante o descarregamento.

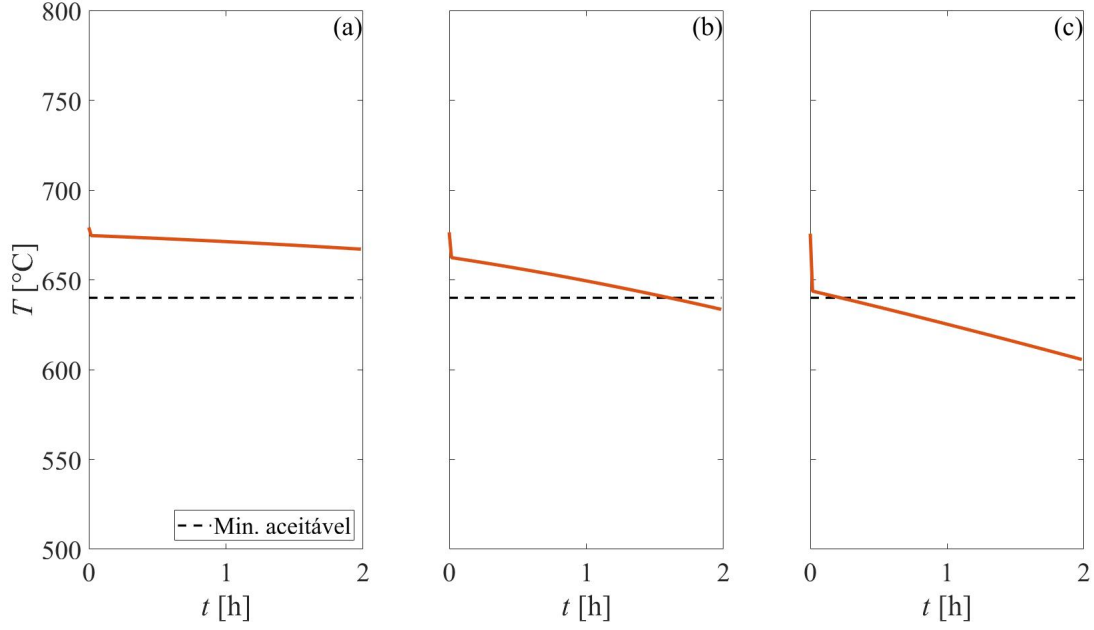


Figura 27 – Evolução da temperatura do ar na saída do TESS durante o descarregamento. Painel (a) com comprimento $L = 6$ m, largura $H = 0,07$ m e vazão $G = 0,05$ $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; (b) $L = 6$ m, $H = 0,07$ m e $G = 0,2$ $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; (c) $L = 3$ m, $H = 0,07$ m e $G = 0,1$ $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$. O valor mínimo aceitável de 640 °C também é indicado.

Em termos de exergia perdida, percebe-se também grande influência dos aspectos geométricos. Nas simulações realizadas, foram encontrados valores entre 5,13% e 64,83% em relação à energia armazenada (ver Tabela 4). Vale destacar que esses valores incluem tanto a exergia destruída no processo de troca de calor quanto a exergia não aproveitada devido à exaustão de ar em alta temperatura. Quanto à primeira, a faixa foi de 0,64% a 2,30% da exergia total. Apesar de representar grande variação relativa, não é muito representativa globalmente quando comparada à exergia não utilizada. Isso fica claro ao observar a Figura 28, que mostra a evolução da temperatura do ar de exaustão durante o carregamento para as configurações com os maiores e menores valores de exergia não utilizada. Vale mencionar que, se houver oportunidade de usar essa energia no próprio circuito CSP, como em Jülich, em que o ar de exaustão é liberado próximo ao receptor, ou em outra aplicação, parte dessa exergia poderia ser recuperada.

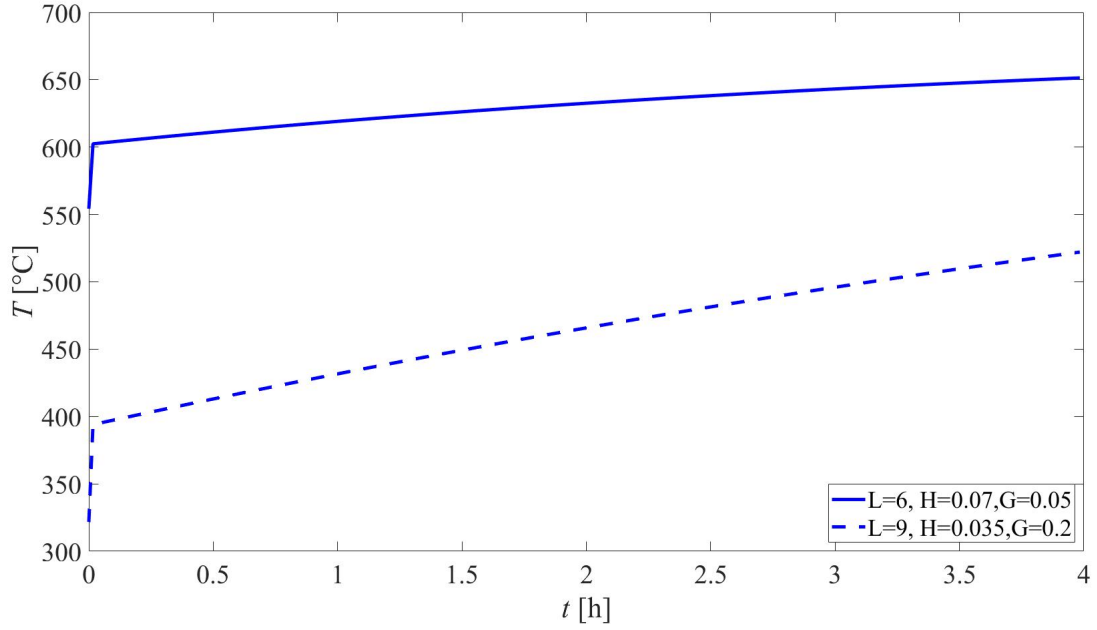


Figura 28 – Temperatura do ar de exaustão durante o carregamento para duas configurações diferentes.

Além disso, a Figura 29 mostra como o desempenho é afetado pelo tamanho do canal, representado por H (Figura 29a), e pelo fluxo mássico, G (Figura 29b). A Figura 29a sugere que a perda de exergia mantém uma relação aproximadamente linear com o tamanho do canal, explicada pelo aumento da exergia não aproveitada devido à exaustão de ar quente durante o carregamento conforme o canal aumenta de tamanho. Por outro lado, a perda de exergia diminui com o aumento do fluxo mássico no canal individual do TESS. Para baixos valores de fluxo mássico, a troca de calor entre o ar e a matriz sólida se torna ineficiente e, apesar do maior tempo de residência, o ar não consegue transferir sua energia para o material sólido do TESS.

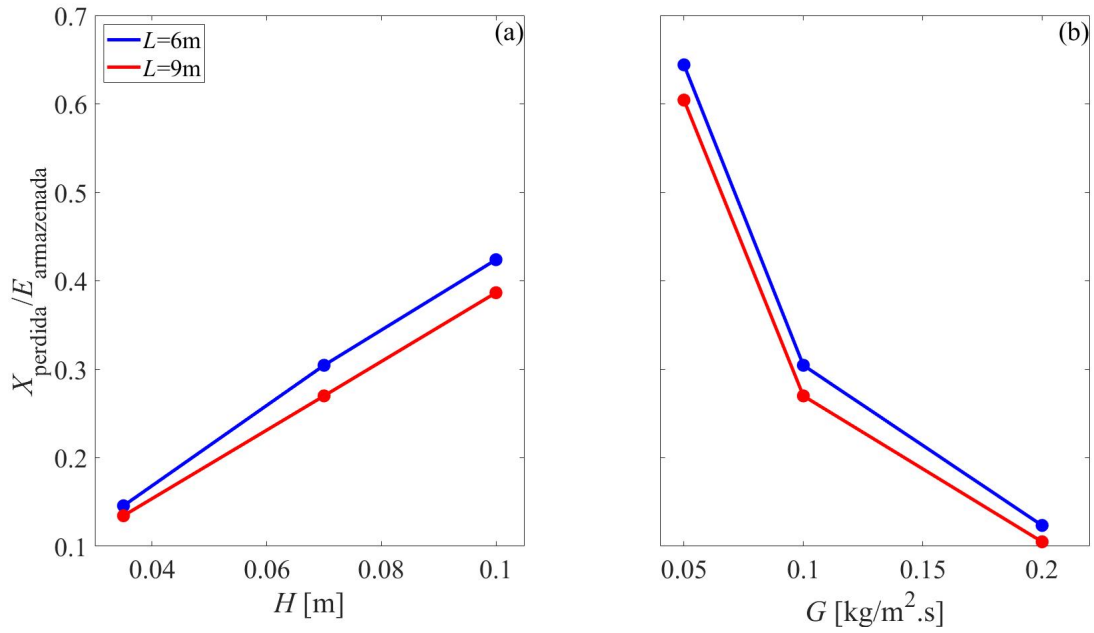


Figura 29 – Exergia perdida em relação à energia armazenada no TESS, em função de H , painel (a), e G , painel (b).

Esses resultados indicam que TESS com canais de pequeno porte e alto fluxo mássico apresentariam melhor desempenho em termos de transferência de calor. De fato, dentre os TESS que conseguiram sustentar a temperatura para alimentar o ciclo termodinâmico, a configuração com melhor desempenho exergoenergético foi a de 9 m de comprimento, canais de 0,035 m e fluxo de 0,2 kg/(m².s), com perda total de exergia pouco acima de 5% da energia armazenada. Para uma capacidade de armazenagem de 9 MWh, seriam necessários 1951 canais, com área de seção transversal de 2,39 m². No entanto, ao comparar resultados para os mesmos valores de H e G , entre TESS de 6 m e 9 m de comprimento, também apresentados na Figura 29, os de 9 m apresentam desempenho apenas ligeiramente melhor. Além disso, em termos de área de seção transversal do TESS, a diferença entre eles também não é considerável (ver Tabela 4). Esses fatos indicam que um projeto mais compacto, com TESS de 6 m, pode ser preferível caso o espaço seja uma limitação para a aplicação desejada.

Outro aspecto relevante a considerar é a potência requerida pelo ventilador para manter o fluxo de ar através do TESS. A Tabela 4 apresenta os valores simulados de potência do ventilador para as diferentes configurações testadas, mostrando uma ampla faixa de requisitos. Essa demanda de potência deve ser cuidadosamente avaliada em aplicações reais, pois representa exergia consumida pelo próprio sistema de armazenamento e pode impactar significativamente a eficiência global, especialmente em TESS com canais de menor diâmetro.

Configurações com alto fluxo mássico como 0,2 kg/(m².s) combinadas com canais pequenos (0,035 m de diâmetro) e TESS longo (9 m) apresentaram baixas perdas de exergia (abaixo de 5,2%), mas exigiram potência do ventilador de até 725 kW (ver Tabela 4).

Embora favorável do ponto de vista termodinâmico, essa potência auxiliar poderia reduzir substancialmente o benefício líquido do armazenamento, especialmente em usinas CSP de pequeno porte. Em contraste, configurações com canais maiores, como o caso de 9 m de comprimento e 0,07 m de diâmetro, resultaram em perdas de exergia um pouco maiores acima de 10% mas requereram potência do ventilador muito menor, cerca de 26,71 kW. É importante ressaltar que a perda de exergia atribuível ao ventilador não pode ser exclusiva do TESS, já que um ventilador ainda seria necessário para impulsionar o ar através do trocador de calor a jusante (ex.: gerador de vapor) mesmo sem o armazenamento térmico. No entanto, a usina CSP de Jülich demonstrou viabilidade operacional sob condições de fluxo de ar semelhantes, indicando que tais configurações de TESS são viáveis para aplicações de médio porte [Zunft et al. \(2011\)](#).

Em última análise, a decisão de implementar um TESS em um sistema CSP com ar como fluido de trabalho e de selecionar sua configuração ótima exige uma análise criteriosa de trade-offs. Esse processo decisório deve considerar múltiplos fatores, incluindo a intermitência do recurso solar local, custos de capital e operação, parâmetros financeiros, estrutura tarifária e benefícios de desempenho esperados.

Tabela 4 – Resultados para diferentes parâmetros geométricos, L e H , e vazão mássica G .

Config.	L [m]	H [m]	G[kg/m ² ·s]	En. Arm. [MJ] ¹	Canais ²	Área do TESS.[m ²] ³	Ex. Dest. [MJ] ⁴	Ex. não apr. [MJ] ⁴
Base	6	0,070	0,10	16,64	1948	9,54	519	9348
1	6	0,070	0,20	31,44	1031	5,05	479	3522
2	6	0,070	0,05	8,53	3798	18,61	538	20468
3	6	0,035	0,10	8,42	3849	4,71	254	4506
4	6	0,035	0,20	15,96	2030	2,49	233	1733
5	6	0,035	0,05	4,31	7518	9,21	263	10106
6	6	0,100	0,10	23,71	1367	13,67	744	12989
7	9	0,070	0,10	17,12	1893	9,28	488	8257
8	9	0,070	0,20	32,82	987	4,84	429	2971
9	9	0,070	0,05	8,75	3705	18,15	517	19063
10	9	0,035	0,10	8,63	3755	4,60	239	4118
11	9	0,035	0,20	16,61	1951	2,39	207	1453
12	9	0,035	0,05	4,40	7361	9,02	255	9152
13	9	0,100	0,10	24,34	1331	13,31	705	11819

Config.	Ex. Perd. [MJ] ⁴	Ex. Dest. Rel. ⁵	Ex. não apr. Rel. ⁵	Ex. Perd. Rel. ⁵	Temp. Min. Desc. [°C] ⁶	Pot. Soprador [kW] ⁷
Base	9866	1,60	28,85	30,45	669	7,11
1	4001	1,48	10,87	12,35	634	27,88
2	21006	1,66	63,17	64,83	677	1,87
3	4760	0,78	13,91	14,69	672	192,96
4	1966	0,72	5,35	6,07	642	754,52
5	10370	0,81	31,19	32,00	679	50,85
6	13733	2,30	40,09	42,39	666	1,30
7	8746	1,51	25,49	26,99	677	6,91
8	3401	1,32	9,17	10,50	660	26,71
9	19579	1,59	58,84	60,43	680	1,82
10	4357	0,74	12,71	13,45	678	188,25
11	1661	0,64	4,49	5,13	666	725,15
12	9407	0,79	28,25	29,03	680	49,79
13	12524	2,18	36,48	38,66	676	1,26

Continuação da Tabela 4. Observações:

¹ – Energia armazenada em um único canal.

² – Número de canais necessários para a energia armazenada especificada.

³ – Área de seção transversal do TESS para os canais necessários.

⁴ – Valores correspondem ao total do TESS.

⁵ – Valores em relação à energia armazenada especificada, em %.

⁶ – Temperatura mínima do ar na saída do TESS durante a descarga.

⁷ – Potência necessária para sustentar o fluxo mássico através do TESS.

5 Análise exergo-energética de sistema CSP-TESS no ciclo anual

As simulações apresentadas neste capítulo têm como objetivo avaliar o desempenho anual de um sistema de geração heliotérmica do tipo torre central acoplado ao sistema de armazenamento térmico em meio poroso (canais senoidais), considerando condições climáticas representativas da cidade de Brasília, Brasil.

Para tal, foi construído um Ano Meteorológico Típico (TMY, do inglês Typical Meteorological Year), a partir da combinação de dados meteorológicos e solarimétricos medidos no Laboratório de Energia Solar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília (UnB) e de séries históricas provenientes do Sistema de Organização Nacional de Dados Ambientais (Rede SONDA, <<http://sonda.ccst.inpe.br/>>). O processo de construção do TMY seguiu metodologias consolidadas na literatura, visando preservar as características estatísticas das variáveis climáticas relevantes, em especial a irradiância direta normal (DNI), variável crítica para sistemas CSP.

A partir desse conjunto de dados, foram realizadas simulações de ciclo anual para diferentes configurações do sistema, com o objetivo de avaliar o impacto de parâmetros de projeto e de operação sobre o desempenho energético e exergético do sistema de armazenamento térmico (TESS).

No total, foram analisadas 12 configurações distintas, resultantes da combinação de três conjuntos de parâmetros principais:

- Múltiplo solar (SM): valores de 2 e 4, representando diferentes dimensões do campo heliostático e níveis de sobrecapacidade térmica;
- Capacidade de armazenamento térmico: considerada a capacidade nominal de referência da planta de Jülich Solar Tower (9 MWh), com $TS = 1367$ tubos e uma configuração com o dobro da capacidade (18 MWh), $TD = 2734$ tubos, obtida por meio do aumento do número de tubos do armazenador;
- Estratégia de operação (vazão de ar): foram consideradas três abordagens distintas, cada uma visando diferentes objetivos de despacho, a saber: máxima potência,

despacho prolongado e despacho em horário de pico. Posteriormente, cada estratégia será descrita.

Essa abordagem paramétrica permite avaliar não apenas o impacto isolado de cada variável, mas também as interações entre o dimensionamento do campo solar, a capacidade de armazenamento e a estratégia de operação, fornecendo uma visão abrangente do comportamento do sistema sob condições realistas de operação anual.

5.1 Metodologia de Simulação

Para a realização das simulações em ciclo anual, foi utilizada a plataforma System Advisor Model (SAM), desenvolvida e disponibilizada gratuitamente pelo National Renewable Energy Laboratory (NREL), com ampla aplicação na modelagem e análise de sistemas de energia solar concentrada (CSP). O SAM foi acoplado ao modelo termodinâmico do sistema de armazenamento de energia térmica (TESS), descrito no Capítulo 3, permitindo a integração entre a simulação do campo solar e a resposta termodinâmica do sistema de armazenamento.

A metodologia adotada neste trabalho baseia-se no desacoplamento entre o problema óptico e o problema termo-fluidodinâmico, permitindo explorar com maior flexibilidade configurações não diretamente suportadas pelo SAM, como sistemas CSP com ar como fluido de trabalho.

Os parâmetros geométricos e a eficiência óptica do campo solar, obtidos via SAM, são utilizados como entrada para o modelo termodinâmico do sistema de armazenamento térmico em meio poroso. Nesse contexto, a potência térmica incidente no receptor é calculada a partir da irradiância direta normal e da eficiência óptica parametrizada em função da posição solar.

O comportamento térmico do armazenador é então modelado por meio de um modelo unidimensional baseado na abordagem de Não Equilíbrio Térmico Local (LTNE), capaz de capturar as trocas de calor entre o fluido (ar) e a matriz sólida porosa. Os coeficientes de transferência de calor e perdas de carga utilizados no modelo são obtidos a partir de simulações tridimensionais de dinâmica dos fluidos computacional (CFD), realizadas no ambiente STAR-CCM+, empregando modelo de turbulência $k-\omega$ SST, conforme descrito no capítulo 3 desta Tese.

Essa abordagem híbrida permite combinar:

- Realismo físico na modelagem do campo solar (via SAM);
- Precisão local na caracterização termo-fluidodinâmica (via CFD);
- Eficiência computacional na simulação de longo prazo (via modelo LTNE 1D).

Como resultado, obtém-se uma estrutura de modelagem robusta, capaz de avaliar o desempenho energético e exergético do sistema ao longo de um ciclo anual completo, mantendo consistência física e viabilidade computacional.

Nas próximas seções será apresentado os resultados das simulações SAM e a utilização destes dados nas simulações integradas na operação planta CSP com ar como fluido de transferência de calor e TESS de meio poroso de canais senoidais. Vale ressaltar que em se tratando de CSP pelo carácter intermitente da fonte solar, a depender da disponibilidade solar e da estratégia de controle, o bloco de potência vai trabalhar fora do ponto de projeto. Para análise exergo-energética consistente é necessário portanto uma caracterização da eficiência do ciclo termodinâmico a cargas parciais, para o qual foi desenvolvido um modelo baseado na Lei de Stodola [Hamilton et al. \(2020\)](#), [Jüdes, Vigerske e Tsatsaronis \(2009\)](#), também descrita em seção específica.

5.1.1 Configuração Campos Solares - Simulações SAM

O dimensionamento do campo solar e dos parâmetros geométricos do sistema de torre foi realizado com o auxílio da plataforma SAM. O SAM possui um modelo específico para sistemas CSP de torre central, no qual o campo heliostático é otimizado com base em algoritmos internos que consideram fatores como sombreamento, bloqueio, atenuação atmosférica, erros ópticos e geometria do campo [National Renewable Energy Laboratory \(NREL\) \(2020\)](#). O módulo de otimização do campo solar permite determinar automaticamente a disposição dos heliostatos e os principais parâmetros geométricos do sistema, tais como especificações do heliostato, altura da torre e dimensões do receptor, a partir de critérios de maximização de eficiência óptica e desempenho energético global.

Nesta tese, o SAM foi utilizado exclusivamente para a definição do campo heliostático e do receptor solar, uma vez que a ferramenta não contempla, em sua configuração padrão, sistemas com ar como fluido de transferência de calor em receptores volumétricos. As dimensões dos heliostatos nas simulações, parâmetro definido pelo usuário no SAM, foram as mesmas do campo solar da planta CSP de Jülich com intuito de manter consistência.

Foram analisadas configurações correspondentes a múltiplos solares iguais a 2 e 4, a partir das quais o modelo forneceu:

- Altura da torre;
- Dimensões características do receptor;
- Área total e layout do campo de heliostatos.

Esses parâmetros foram posteriormente utilizados como entrada para o modelo termo-fluidodinâmico do sistema de armazenamento térmico.

5.1.2 Modelagem da Eficiência Óptica do Campo Solar

Os resultados das simulações realizadas com o SAM também foram utilizados para a determinação da eficiência óptica global do campo solar em função da posição do Sol, descrita pelos ângulos de zênite (θ_z) e azimute (γ_s).

O SAM fornece, para cada instante de tempo ao longo do ano, a eficiência óptica do campo heliostático, a qual incorpora de forma integrada os principais mecanismos de perda, incluindo perdas por cosseno, sombreamento, bloqueio, erros ópticos e atenuação atmosférica. Esses resultados são obtidos a partir da geometria otimizada do campo e da posição solar correspondente.

Com o objetivo de incorporar essa dependência angular em um modelo termo-fluidodinâmico de forma computacionalmente eficiente, foi adotada uma abordagem baseada em ajuste de curva. Inicialmente, os dados de eficiência óptica fornecidos pelo SAM foram organizados como função dos ângulos solares horários de zênite e azimute. Em seguida, foi realizado um ajuste polinomial-trigonométrica multivariável com 10 termos, resultando em uma expressão analítica contínua para a eficiência óptica do campo solar.

A forma geral da correlação adotada pode ser expressa como:

$$\begin{aligned}\eta_{\text{opt}}(\theta_z, \gamma_s) = & c_1 + c_2 \cos \theta_z + c_3 \cos^2 \theta_z + c_4 \cos^3 \theta_z + c_5 \cos \gamma_s + c_6 \cos(2\gamma_s) \\ & + c_7 \sin \gamma_s + c_8 \sin(2\gamma_s) \\ & + c_9 \cos \theta_z \cos \gamma_s + c_{10} \cos \theta_z \sin \gamma_s\end{aligned}\tag{5.1}$$

onde:

- η_{opt} é a eficiência óptica do campo solar;
- θ_z é o ângulo de zênite solar;
- γ_s é o ângulo de azimute solar;
- c_i 's são os coeficientes determinados por regressão.

Os coeficientes c_i 's foram obtidos por meio de regressão por mínimos quadrados, utilizando os dados horários extraídos das simulações anuais do SAM. As funções escolhidas para incorporar de forma explícita o efeito cosseno de zênite e as perdas devido à falta de alinhamento da torre com a direção do sol.

Essa abordagem permite substituir o cálculo explícito da eficiência óptica baseado em rastreamento de raios (computacionalmente intensivo) por uma função analítica de avaliação rápida, adequada para simulações transientes e análises exergo-energéticas de longo prazo. Além disso, a utilização dessa correlação garante consistência entre o modelo

do campo solar e o modelo do sistema de armazenamento térmico, uma vez que a eficiência óptica incorporada no modelo termo-fluidodinâmico preserva as características geométricas e operacionais do campo previamente determinadas no SAM.

Com a relação entre a eficiência ótica do campo solar e os ângulos solares, a taxa líquida de radiação absorvida pelo receptor, $\dot{Q}_{\text{abs}}$, a cada passo no tempo é dada pelo balanço radiativo do receptor, que envolve a irradiância concentrada incidente e a emissão de radiação receptor, e pode ser estimada pela equação:

$$\dot{Q}_{\text{abs}} = \alpha_{\text{rec}} \cdot \text{DNI} \cdot \eta_{\text{opt}} \cdot A_{\text{esp,CS}} - \varepsilon_{\text{rec}} \cdot \sigma_{\text{SB}} \cdot T_{\text{rec}}^4 \cdot A_{\text{rec}} \quad (5.2)$$

onde DNI é a irradiância direta normal (do inglês *Direct Normal Irradiance*), α_{rec} e ε_{rec} são, respectivamente, a absorptância e a emissividade do receptor, $A_{\text{esp,CS}}$ e A_{rec} são as áreas do campo solar e do receptor, respectivamente, σ_{SB} é a constante de Stefan-Boltzmann, e T_{rec} é a temperatura do receptor, assumida aqui como sendo a temperatura do fluido de transferência de calor acrescida de um valor constante.

5.1.3 Modelagem da Operação em Carga Parcial do Ciclo Rankine

Nesta tese, a geração de energia elétrica associada ao sistema de potência é modelada a partir de um ciclo Rankine simples, alimentado por um Gerador de Vapor (SG, do inglês *Steam Generator*) acoplado a um receptor solar de torre central, no qual o ar é utilizado como fluido de transferência de calor (vide Figura 11). O modelo é formulado de modo a representar a operação em condições fora do ponto de projeto (off-design), decorrentes principalmente de flutuações na irradiância normal direta (DNI), que resultam em variações no calor térmico efetivamente disponível no SG.

A abordagem adotada permite calcular, de forma consistente do ponto de vista termodinâmico, a potência elétrica bruta e líquida da instalação a partir do calor térmico disponível, considerando explicitamente:

- a redução da vazão mássica de vapor em carga parcial;
- a variação da pressão de admissão da turbina segundo a lei de Stodola;
- a dependência da eficiência isentrópica da turbina com a razão de carga;
- a presença de consumos auxiliares (parasitários) parcialmente dependentes da carga.

O ponto de partida do modelo é o calor térmico disponível no SG, $\dot{Q}_{\text{disponível}}$, fornecido pelo sistema solar após perdas ópticas e térmicas. Assume-se que esse calor é integralmente convertido em aumento de entalpia do fluido água-vapor no gerador, resultando em uma vazão mássica de vapor dada por:

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{Q}_{\text{disponível}}}{\Delta h_{\text{SG}}} \quad (5.3)$$

onde $\dot{m}_v$ é a vazão mássica de vapor na entrada da turbina, $\Delta h_{\text{SG}} = (h_v - h_{fw})$ é o salto entálpico médio no SG, entre a água de alimentação (h_{fw}) e o vapor vivo (h_v).

No presente modelo, Δh_{SG} é tratado como um parâmetro conhecido, determinado a partir das condições nominais de operação ou de um modelo detalhado do SG. Essa hipótese é adequada para análises sistêmicas e estudos de despacho, especialmente quando a temperatura do vapor vivo é mantida aproximadamente constante por estratégias de controle.

A redução da vazão mássica de vapor implica uma alteração das condições de admissão da turbina. Para modelar esse efeito, emprega-se a lei de Stodola [Hamilton et al. \(2020\)](#), [Jüdes, Vigerske e Tsatsaronis \(2009\)](#), também conhecida como *ellipse law*, amplamente utilizada para descrever a capacidade de engolimento de turbinas a vapor em condições off-design.

A forma adotada é:

$$\dot{m}_v = K \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2}{T_1}} \quad (5.4)$$

onde P_1 é a pressão de admissão da turbina, P_2 é a pressão de escape (assumida constante, correspondente à pressão do condensador), T_1 é a temperatura absoluta do vapor na admissão e K é a constante de Stodola, determinada a partir das condições nominais.

A constante K é obtida no ponto de projeto por:

$$K = \dot{m}_{v,N} \sqrt{\frac{T_{1,N}}{P_{1,N}^2 - P_2^2}} \quad (5.5)$$

onde o índice N denota valores nominais. Conhecida a vazão mássica de vapor em carga parcial, a pressão de admissão correspondente é calculada por:

$$P_1 = \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_v}{K}\right)^2 T_1 + P_2^2} \quad (5.6)$$

Essa formulação representa implicitamente o efeito do controle por válvula de admissão, típico de turbinas a vapor operando fora do ponto de projeto.

A eficiência isentrópica da turbina varia significativamente com a carga, especialmente em regimes de vazão reduzida. Para capturar esse efeito, adota-se uma correlação empírica baseada na razão entre a vazão mássica de vapor em carga parcial e a vazão nominal:

$$x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{v,N}} \quad (5.7)$$

A razão entre a eficiência isentrópica em carga parcial ($\eta_{\text{is,cp}}$) e a eficiência nominal ($\eta_{\text{is,N}}$) é descrita pelo polinômio [Jüdes, Vigerske e Tsatsaronis \(2009\)](#):

$$\frac{\eta_{\text{is,cp}}}{\eta_{\text{is,N}}} = -1.0176x^4 + 2.4443x^3 - 2.1812x^2 + 1.0535x + 0.701 \quad (5.8)$$

Essa expressão permite representar de forma contínua a degradação de desempenho da turbina à medida que a vazão de vapor se afasta do valor nominal.

Conhecidas as condições de admissão (P_1, T_1) e a pressão de escape (P_2), as propriedades termodinâmicas do vapor são obtidas a partir das equações internacionais da água e do vapor (IAPWS-IF97).

O salto entálpico isentrópico é calculado por:

$$h_{2s} = h(P_2, s_1) \quad (5.9)$$

e o salto entálpico real resulta de:

$$h_2 = h_1 - \eta_{\text{is,cp}}(h_1 - h_{2s}) \quad (5.10)$$

A potência mecânica bruta desenvolvida pela turbina é então:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_v(h_1 - h_2) \quad (5.11)$$

A potência líquida deve-se considerar a eficiência global de conversão da potência mecânica em elétrica e descontar os consumos parasitários, como por exemplo, a potência das bombas do sistema de refrigeração do condensador e os ventiladores de circulação de ar.

O modelo apresentado combina simplicidade computacional com fundamentação física consistente, sendo particularmente adequado para estudos de operação em carga parcial de sistemas CSP com ciclo Rankine. A utilização da lei de Stodola, associada a uma correlação explícita para a eficiência isentrópica em função da vazão, permite representar de forma realista os principais efeitos off-design da turbina a vapor, enquanto o modelo de parasitárias variável evita superestimações da potência líquida em regimes de baixa carga.

Para a implementação no código de simulação do sistema de sistema CSP, as equações acima foram resolvidas para valores de $\dot{m}_v$ de $\dot{m}_{v,N}$ a $0,2 \dot{m}_{v,N}$. A partir dos valores obtidos se construiu um polinômio de quarta-ordem que relaciona $\dot{W}_t$ com $\dot{m}_v$. A [Figura 30](#) mostra o ajuste obtido. Dessa forma não há necessidade de solução do ciclo termodinâmico a cada passo no tempo, basta usar o ajuste polinomial.

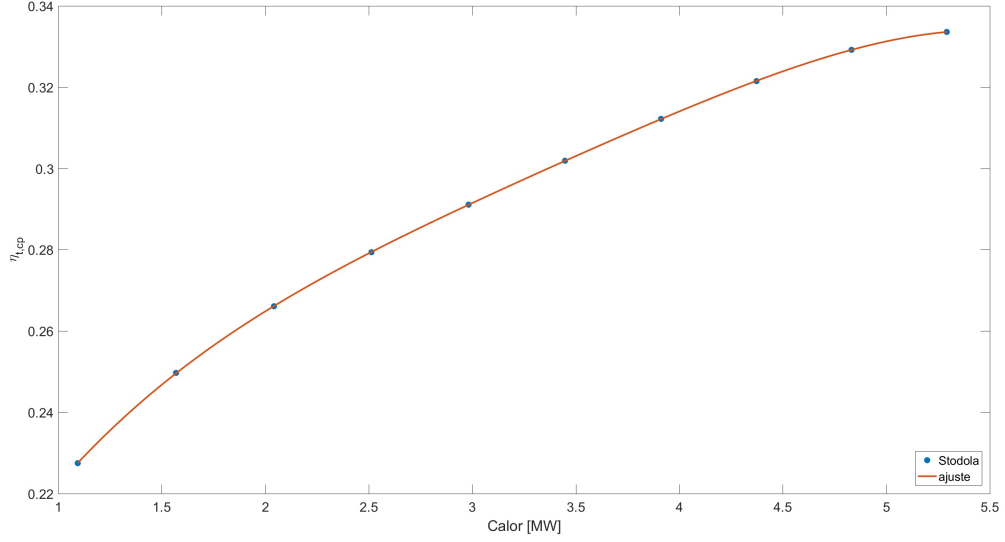


Figura 30 – Ajuste entre a eficiência a carga parcial e o calor fornecido pelo sistema solar ao bloco de potência.

5.1.4 Estratégias de controle de descarregamento do TESS

As estratégias de controle adotadas nesta tese definem as condições sob as quais a energia armazenada no sistema de armazenamento térmico (TESS) é utilizada para alimentar o ciclo termodinâmico. De forma geral, o TESS é acionado em períodos nos quais a irradiância solar concentrada não é suficiente para sustentar a operação do bloco de potência em suas condições nominais.

No sistema CSP considerado, com ar como fluido de transferência de calor, a decisão de utilização da energia armazenada no TESS, em qualquer uma das estratégias avaliadas, depende diretamente do fluxo de massa de ar que atravessa o receptor em um determinado instante. Esse fluxo de massa é controlado de forma a manter constante a temperatura do ar na saída do receptor. Considerando que parte do ar proveniente da exaustão do TESS e do gerador de vapor (SG) é reaproveitada no sistema, o fluxo de massa no receptor pode ser estimado a partir de um balanço de energia, conforme expresso na Equação (5.12).

$$\dot{m}_{\text{rec}} h_{\text{SG,e}} = (1 - f) \dot{m}_{\text{rec}} h_{\text{amb}} + f (\dot{m}_{\text{SG}} h_{\text{SG,s}} + \dot{m}_{\text{TESS,ch}} h_{\text{TESS,s}}) + \dot{Q}_{\text{abs}} \quad (5.12)$$

Nessa expressão, $\dot{m}_{\text{rec}}$ representa o fluxo de massa no receptor, $\dot{m}_{\text{SG}}$ o fluxo de massa direcionado ao gerador de vapor, e $\dot{m}_{\text{TESS,ch}}$ o fluxo de massa associado ao TESS durante o carregamento, que é o único processo em que existe exaustão direta do TESS para o ambiente. O parâmetro f corresponde à fração de ar de exaustão recirculada no sistema, enquanto h_{amb} , $h_{\text{SG,s}}$ e $h_{\text{TESS,s}}$ representam as entalpias específicas do ar ambiente, da saída do SG e da saída do TESS, respectivamente. Por fim, $\dot{Q}_{\text{abs}}$ corresponde à potência

térmica absorvida no receptor, conforme a Equação (5.12). Essa formulação evidencia que o estado termodinâmico do fluido na entrada do receptor resulta da mistura entre o ar ambiente e as correntes recirculadas, implicando um acoplamento direto entre o comportamento do TESS, do SG e do próprio receptor.

Independentemente da estratégia de controle adotada, todas compartilham um mesmo princípio operacional: nos períodos em que o fluxo de massa no receptor excede o valor máximo admissível para a operação nominal do SG ($\dot{m}_{SG,max}$), o excedente é direcionado ao TESS, promovendo o armazenamento da energia térmica. Por outro lado, caso esse excedente seja inferior a um valor mínimo necessário para que as trocas de calor no TESS sejam eficazes ($\dot{m}_{min}$), o fluxo de massa no receptor é reduzido até esse limite mínimo. Na prática, em plantas reais, essa redução poderia ser implementada por meio da desfocagem parcial do campo de heliostatos, diminuindo a potência térmica incidente no receptor.

A estratégia de máxima potência tem como objetivo manter o ciclo termodinâmico operando em sua condição nominal — e, portanto, com máxima eficiência — pelo maior tempo possível. Assim, sempre que o fluxo de massa no receptor ($\dot{m}_{rec}$) for inferior ao valor necessário para sustentar a operação nominal do SG ($\dot{m}_{SG,max}$), o sistema de controle aciona o descarregamento do TESS, de modo a complementar o fluxo de massa no SG e restabelecer a condição nominal, desde que haja energia armazenada suficiente no sistema. A Figura 31 apresenta o fluxograma implementado no código com essa estratégia.

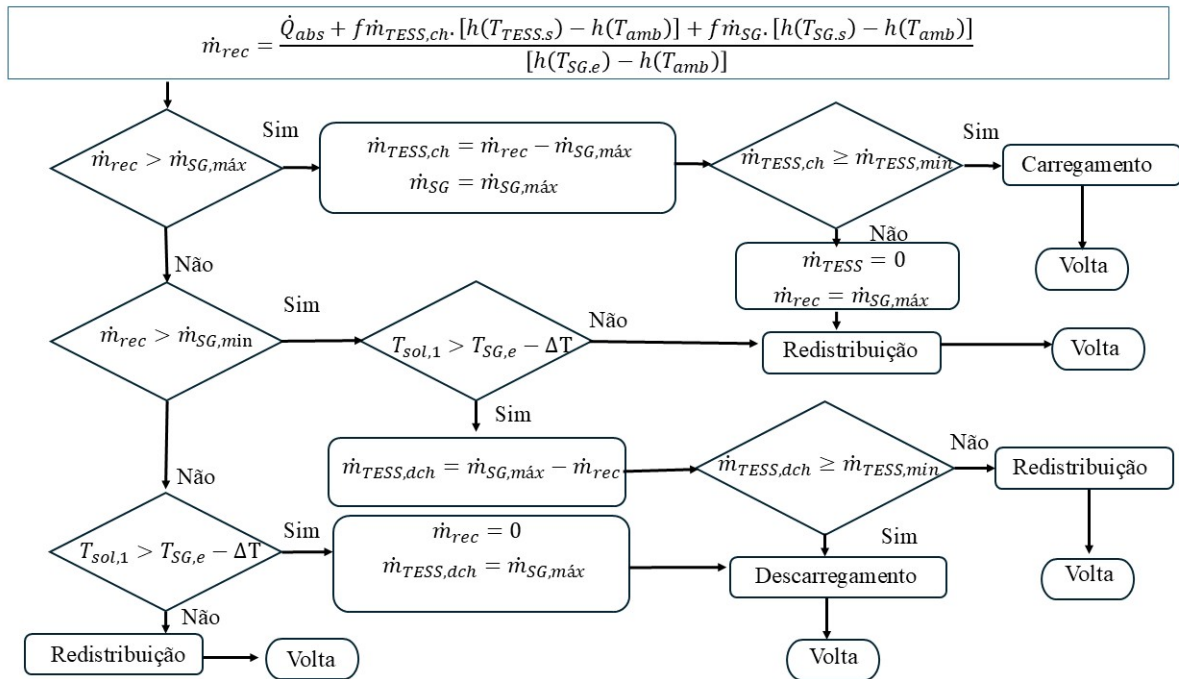


Figura 31 – Fluxograma da estratégia de controle de descarregamento do TESS para máxima potência.

Na estratégia de despacho prolongado, o descarregamento do TESS ocorre apenas quando o fluxo de massa no receptor é inferior ao valor mínimo necessário para a operação do ciclo termodinâmico $\dot{m}_{SG,min}$. Dessa forma, prioriza-se a extensão do período de geração de energia, ainda que isso implique operar o ciclo fora da condição de máxima eficiência. Nessa abordagem, o fluxo de descarga do TESS é ajustado de modo a manter o sistema operando perto do ponto ótimo, buscando maximizar o aproveitamento da energia armazenada ao longo de um período mais extenso. A Figura 32 mostra o fluxograma associado a essa estratégia.

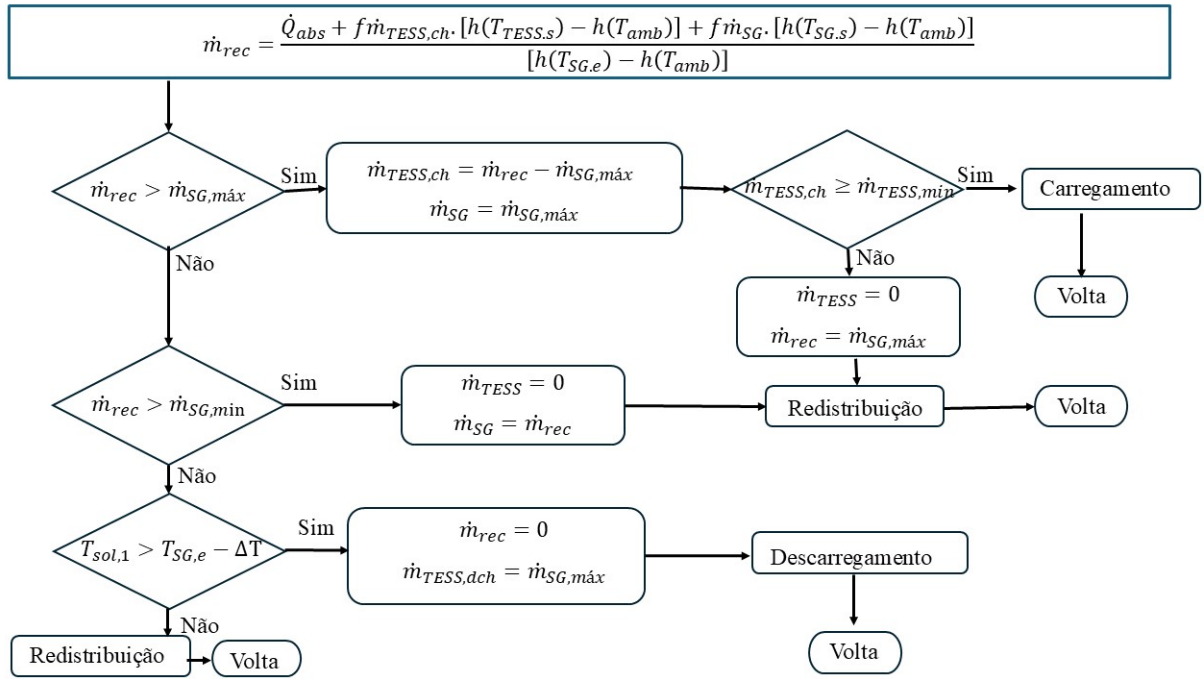


Figura 32 – Fluxograma da estratégia de controle de descarregamento do TESS para despacho prolongado.

Uma terceira estratégia consiste em restringir o descarregamento do TESS aos períodos de maior demanda do sistema elétrico. A análise do perfil de carga do Sistema Interligado Nacional (SIN) indica a ocorrência de um pico consistente de demanda entre 17:00 e 20:00 horas ao longo de todas as estações do ano, Figura 33, associado principalmente ao aumento do consumo residencial. Note que durante o verão, ocorre uma carga elevada no período vespertino devido ao uso de aparelhos de ar-condicionado para fazer frente ao calor, mas ainda assim o pico ao final da tarde prevalece. Com base nesse comportamento, foi implementada uma estratégia na qual o descarregamento do TESS é permitido exclusivamente no intervalo 17:00 às 20:00, visando aumentar a contribuição do sistema CSP em períodos de maior demanda.

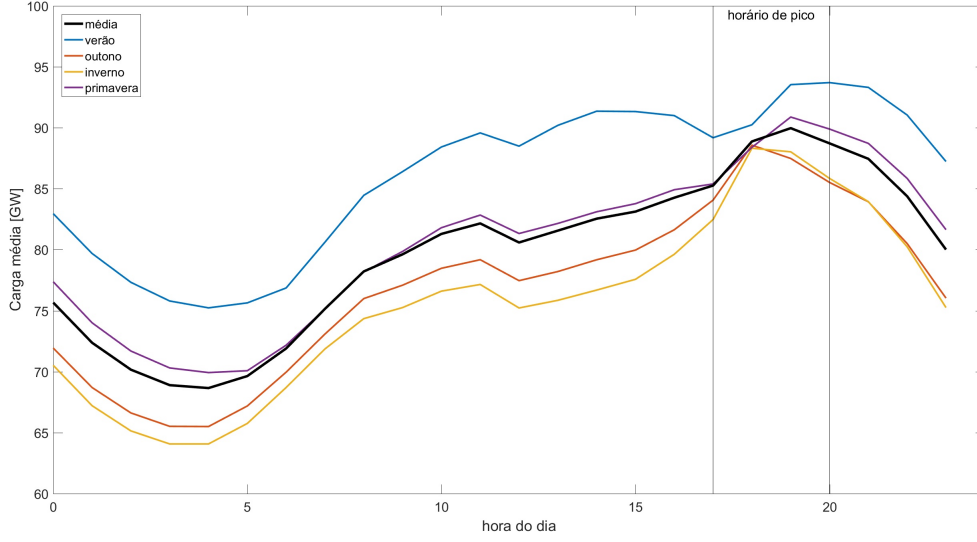


Figura 33 – Perfil de carga horário médio do SIN por estação do ano durante 2025.

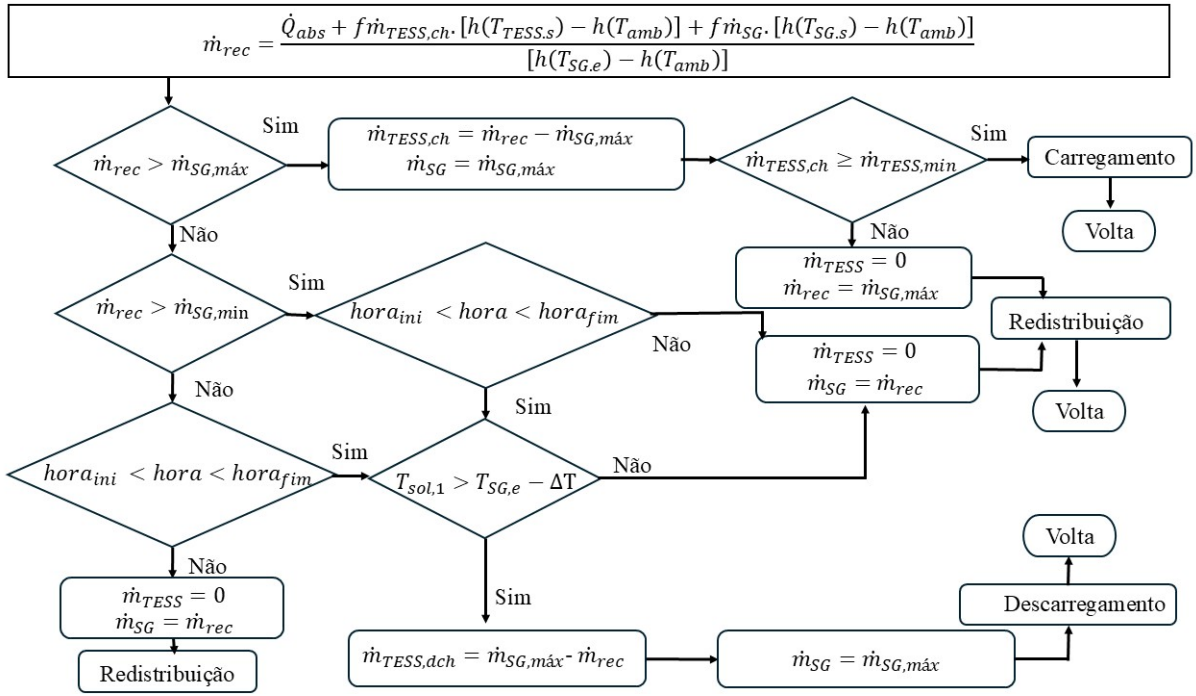


Figura 34 – Fluxograma da estratégia de controle de descarregamento do TESS restrito a horário de pico.

Do ponto de vista exergo-energético, as estratégias de controle adotadas influenciam diretamente tanto a eficiência de conversão do sistema quanto os mecanismos de destruição de exergia. Na estratégia de máxima potência, a manutenção de elevados fluxos de massa resulta em maiores perdas por atrito e, conseqüentemente, maior consumo de potência parasitária associada ao sistema de ventilação. Por outro lado, essa estratégia favorece a operação do ciclo termodinâmico em sua condição de maior eficiência, reduzindo as irreversibilidades associadas à conversão de energia no bloco de potência.

Em contraste, a estratégia de despacho prolongado opera com menores fluxos de massa, reduzindo as perdas por atrito e o consumo de potência dos ventiladores. No entanto, essa operação ocorre fora do ponto ótimo do ciclo, implicando menor eficiência termodinâmica e maior destruição de exergia associada aos processos de troca térmica e conversão no ciclo.

Já a estratégia de despacho em horário de pico introduz um critério externo ao sistema termodinâmico — a demanda do sistema elétrico — o que pode levar a uma operação subótima do ponto de vista energético e exergético. Entretanto, essa abordagem permite concentrar a geração em períodos de maior valor para o sistema elétrico, ainda que com possíveis aumentos nas irreversibilidades globais.

Dessa forma, as estratégias de controle do TESS estabelecem um compromisso entre eficiência termodinâmica, consumo de potência parasitária e valor temporal da energia gerada. A definição da estratégia mais adequada depende, portanto, não apenas de critérios energéticos e exergéticos, mas também de aspectos operacionais e econômicos associados à integração do sistema CSP ao sistema elétrico.

5.2 Resultados e Discussões

Nesta seção são apresentados e discutidos os resultados das simulações de ciclo anual do sistema CSP integrado ao armazenamento térmico (TESS), considerando condições representativas de operação para a localidade de Brasília. As simulações foram conduzidas com base em dados meteorológicos típicos (TMY), permitindo avaliar o desempenho do sistema ao longo de um ano completo, com ênfase na variabilidade dos recursos solares, nas condições operacionais do ciclo de potência e nas estratégias de carregamento e descarregamento do TESS. Os resultados são analisados sob a ótica energética e exergoenergética, buscando identificar tendências de desempenho, limitações operacionais e oportunidades de otimização do sistema.

Inicialmente, é apresentada a justificativa para a escolha de Brasília como estudo de caso, destacando suas características climáticas e a disponibilidade de dados confiáveis para modelagem. Em seguida, são discutidos os principais resultados obtidos, incluindo a influência de diferentes configurações do campo solar, capacidades de armazenamento e estratégias de operação sobre o desempenho global do sistema. A análise integrada desses fatores permite uma compreensão mais aprofundada do comportamento do sistema em condições reais de operação, contribuindo para a avaliação de sua viabilidade técnica e eficiência ao longo do ciclo anual.

5.2.1 Local da Instalação

A escolha de Brasília como local de estudo para a avaliação do sistema de armazenamento térmico (TESS) integrado a uma planta CSP fundamenta-se em dois aspectos principais: a disponibilidade de dados meteorológicos de alta qualidade e a relevância do recurso solar direto na região.

Primeiramente, Brasília dispõe de séries históricas consistentes de dados meteorológicos, essenciais para a construção de um Ano Meteorológico Típico (TMY). A confiabilidade desses dados é um fator crítico para simulações de desempenho em regime anual, especialmente em sistemas CSP, cuja operação depende fortemente da variabilidade temporal da Irradiação Direta Normal (DNI). A presença de estações meteorológicas bem instrumentadas e a ampla disponibilidade de dados validados tornam a região particularmente adequada para estudos dessa natureza.

Adicionalmente, Brasília está localizada em uma faixa geográfica de elevado potencial para aproveitamento de energia solar concentrada no Brasil, frequentemente referida como o “cinturão de radiação direta”. Essa região se estende do oeste de Pernambuco até o centro de Goiás e caracteriza-se por elevados valores médios anuais de DNI, baixa nebulosidade durante grande parte do ano e reduzida variabilidade sazonal quando comparada a outras regiões do país. Essas condições são altamente favoráveis à operação de plantas CSP, que requerem radiação solar direta intensa e estável para maximizar a eficiência óptica e térmica do sistema.

Do ponto de vista climatológico, Brasília apresenta um clima tropical sazonal do tipo Aw segundo a classificação de Köppen-Geiger, com duas estações bem definidas: uma estação seca, que se estende tipicamente de maio a setembro, e uma estação chuvosa, de outubro a abril. Durante a estação seca, observa-se baixa umidade relativa do ar, céu predominantemente limpo e elevada incidência de radiação solar direta, condições ideais para a operação de sistemas CSP. Por outro lado, a estação chuvosa é marcada por maior cobertura de nuvens, precipitações frequentes e redução nos níveis de DNI, o que introduz variabilidade operacional e reforça a importância de sistemas de armazenamento térmico como o TESS para garantir a estabilidade da geração. A Figura 35 mostra a distribuição mensal de DNI ao longo do ano, de acordo com o TMY. É notório os valores mais elevados nos meses de seca. Apesar de zênites médios maiores, o que representa maiores índices de massa de ar, a interceptação da radiação direta pela presença de nuvens durante os meses de maior precipitação suplanta esse efeito.

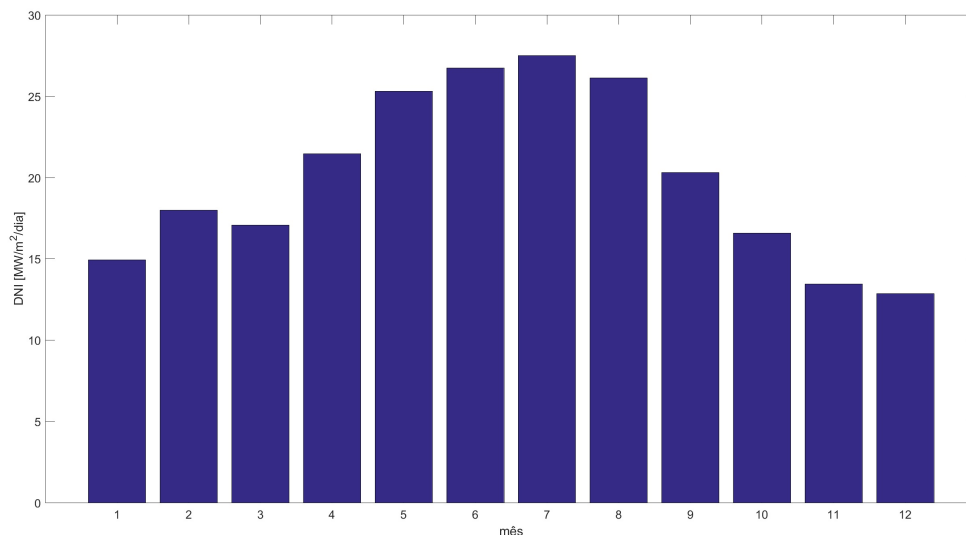


Figura 35 – Distribuição mensal de DNI ao longo do ano.

As temperaturas médias anuais em Brasília situam-se em torno de 21–23 °C, com amplitudes térmicas moderadas e pequena variação ao longo do ano, o que favorece condições operacionais relativamente estáveis para os componentes térmicos da planta. A altitude elevada da região (aproximadamente 1000–1200 m acima do nível do mar) também contribui para uma atmosfera mais limpa e menor atenuação da radiação solar direta. A radiação direta anual em Brasília, de acordo com o TMY, é de 2030 kWh/m² · ano, maior que o recomendado de 2000 kWh/m² · ano.

Dessa forma, a escolha de Brasília como local de estudo não apenas assegura a robustez dos dados de entrada para as simulações, como também representa um cenário realista e promissor para a aplicação de tecnologias CSP com armazenamento térmico no contexto brasileiro.

5.2.2 Campos Solares e Eficiência Ótica – Simulações SAM

A Figura 36 apresenta a distribuição espacial dos heliostatos em torno da torre para duas configurações de múltiplo solar ($SM = 2$ e $SM = 4$), obtidas por meio das simulações realizadas no SAM. Observa-se que, em ambos os casos, o campo heliostático apresenta uma distribuição aproximadamente radial com leve assimetria direcional, característica típica de algoritmos de otimização que consideram sombreamento, bloqueio e eficiência ótica ao longo da trajetória solar. Heliostatos mais distantes operam sob condições menos favoráveis, devido a maior atenuação atmosférica e maior sensibilidade a erros de rastreamento e espalhamento do feixe. Observa-se, portanto, a um maior adensamento de heliostatos em regiões mais próximas à Torre Central. Por fim, existe uma zona de exclusão ao redor da torre pois as perdas de cosseno seriam extremas nessa região não compensando a instalação de heliostatos.

Para a configuração com $SM = 2$ (Figura 36a), o campo apresenta uma distribuição mais compacta, com menor raio máximo e maior densidade de heliostatos nas regiões próximas à torre. Já para $SM = 4$ (Figura 36b), observa-se uma expansão significativa do campo, com aumento do raio máximo e maior dispersão dos heliostatos nas regiões periféricas.

Outro aspecto relevante é a presença de regiões com menor densidade de heliostatos em determinadas direções do campo, visível nas figuras. Essa assimetria está associada à otimização do desempenho ao longo do ano, considerando a variação da posição solar. Em particular, regiões ao sul da torre (no hemisfério sul) tendem a ser mais favorecidas, uma vez que o sol percorre predominantemente a região do céu ao norte ao longo do ano, o que resulta em maior eficiência média dos heliostatos posicionados no setor oposto em razão da redução de erros de cosseno.

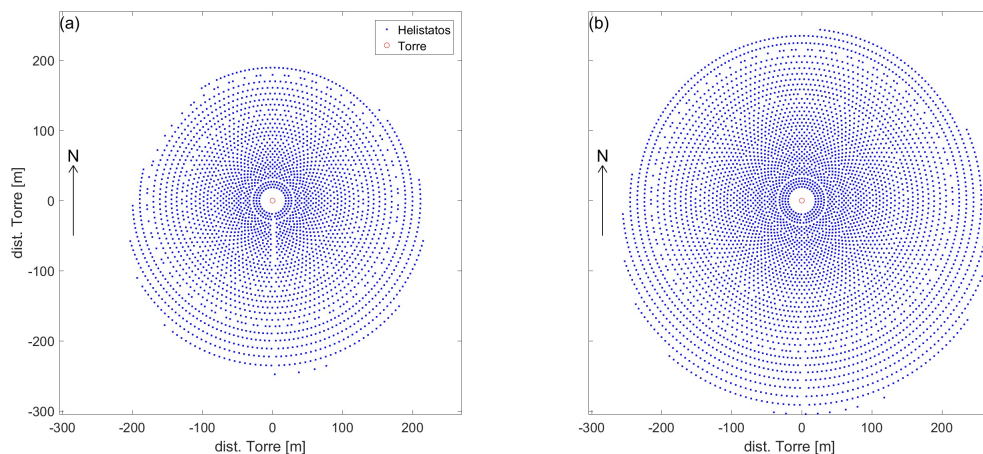


Figura 36 – Distribuição espacial do campo heliostático para diferentes múltiplos solares ($SM = 2$ (a) e $SM = 4$ (b)), evidenciando a expansão do campo e os efeitos da otimização anual na assimetria da disposição dos heliostatos.

A Tabela 5 mostra as especificações quantitativas dos parâmetros relevantes do campo solar. Do ponto de vista físico, esses resultados refletem diretamente o compromisso entre captura de energia solar e eficiência óptica. O aumento do múltiplo solar implica a necessidade de interceptar maior quantidade de radiação, o que leva à expansão do campo heliostático. Esse fato, exigiu do algoritmo de otimização ajustes geométricos adicionais — como a elevação da altura da torre e o aumento das dimensões do Receptor, contribuindo para melhorar o fator de interceptação do receptor.

Tabela 5 – Parâmetros relevantes do Campos Solares simulados pelo SAM

Parâmetro	SM = 2	SM = 4
Dimensões dos heliostatos ¹ (L [m] × H [m])	2,881 × 2,881	2,881 × 2,881
Quantidade de heliostatos [-]	2979	4759
Área espelhada [m ²]	24726	39500
Área ocupada do campo solar [ha]	14,02	22,17
Altura da torre [m]	27,0	33,6
Máxima distância heliostato–torre [m]	256	319
Dimensões do receptor ² (H [m] × D [m])	2,34 × 2,18	2,95 × 2,82

¹ Mesmas da planta CSP Jülich; ² H – altura, L – largura, D – diâmetro.

Do ponto de vista do acoplamento com o sistema de armazenamento térmico, a expansão do campo solar associada ao aumento do múltiplo solar tem implicações diretas sobre o perfil temporal da potência térmica disponível. Configurações com SM mais elevado tendem a apresentar: maior excedente térmico durante períodos de alta irradiância; maior potencial de carregamento do sistema de armazenamento; maior necessidade de estratégias de controle da vazão para evitar perdas térmicas e exergéticas. Portanto, esse parâmetro é de grande relevância para a avaliação do desempenho de TESS em sistemas a ar.

A partir das configurações otimizadas, ao executar a simulação para Brasília, tendo como entrada o TMY, os resultados do SAM apresentam séries temporais das variáveis simuladas. Dentre essas variáveis, destacam-se a eficiência óptica do campo solar (η_{opt}) e os ângulos solares (θ_z, γ_s), permitindo, assim, determinar uma função que descreve o comportamento de η_{opt} em relação a θ_z e γ_s conforme descrito na seção 5.1.2. A Tabela 6 mostra os valores de c_i 's e as estatísticas do ajuste, que se mostraram satisfatórios.

Tabela 6 – Coeficientes do ajuste de eficiência e estatísticas

Coeficientes	Múltiplo Solar	
	2	4
c_1	0,2386	0,2915
c_2	0,3479	0,4259
c_3	-0,2666	-0,3225
c_4	0,0844	0,1006
c_5	0,0001	-0,0044
c_6	0,0012	0,0011
c_7	-0,0048	-0,0036
c_8	-0,0003	-0,0004
c_9	0,0021	0,0071
c_{10}	0,0041	0,0025
Erro quadrático médio	0,001743	0,002590
Coeficiente de correlação	0,996185	0,995677

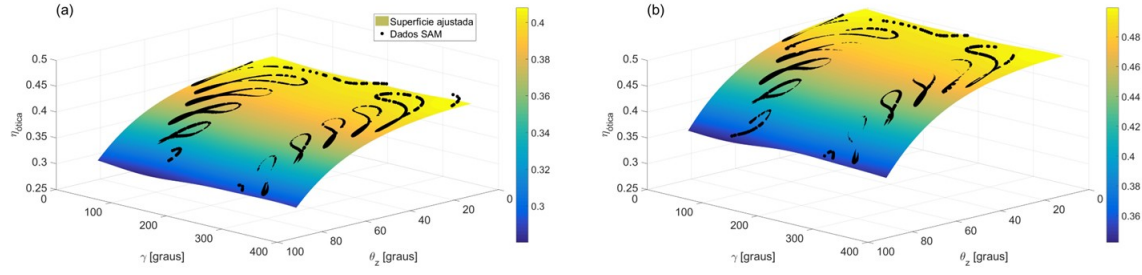


Figura 37 – Eficiência óptica global dos campos solares de SM = 2 (a) e SM = 4 (b) .

A Figura 37 mostra o comportamento da eficiência óptica do campo ajustada em função dos ângulos θ_z e γ_s . Os pontos gerados pelo SAM também aparecem na figura. Nota-se que o ajuste captura precisamente o comportamento demonstrado pela rotina de otimização do SAM. O efeito cosseno com a redução do ângulo é visível e as variações em relação a azimuth também são capturadas pelo ajuste. Interessante notar que os ajustes geométricos pela rotina de otimização para SM = 4 em relação ao SM = 2 produziram efeito e a faixa de eficiência óptica deste último é superior. Vale lembrar que o SAM, por padrão estabelece uma distância máxima do heliostato em relação a altura da torre. Como a altura da torre (otimizada pelo próprio SAM) é maior para SM = 4, este campo solar ocupa uma área maior permitindo, portanto, que heliostatos sejam melhor distribuídos resultando numa melhor eficiência ótica.

5.2.3 Comportamento Sazonal CSP-TESS

Nesta seção são apresentados e discutidos os resultados das simulações de ciclo anual do sistema CSP integrado ao armazenamento térmico (TESS), considerando condições representativas de operação para a localidade de Brasília. As simulações foram conduzidas com base em dados meteorológicos típicos (TMY), permitindo avaliar o desempenho do sistema ao longo de um ano completo, com ênfase na variabilidade dos recursos solares, nas condições operacionais do ciclo de potência e nas estratégias de carregamento e descarregamento do TESS. Os resultados são analisados sob a ótica exergoenergética, buscando identificar tendências de desempenho, limitações operacionais e oportunidades de otimização do sistema.

Para os estudos do comportamento do sistema CSP-TESS, considerando uma planta CSP de torre central com ar como fluido de trabalho acoplada a um TESS de canais senoidais, foi adotada a configuração com 6 m de comprimento, 0,1 m de diâmetro e vazão mássica nominal de $0,1 \text{ kg/s}^1\text{m}^2$, correspondente ao item 6 da Tabela 4 do Capítulo 4.

A escolha dessa configuração baseia-se no seu desempenho exergoenergético global. Embora, em condição nominal, haja uma fração significativa de exergia associada à corrente de exaustão, esta é, em grande medida, recuperada pelo próprio sistema. Adicionalmente, a configuração apresenta baixa destruição de exergia durante o processo de troca térmica,

aliada a um reduzido consumo de potência do soprador, o que resulta em um compromisso favorável entre eficiência e custo operacional.

Além das simulações considerando diferentes tamanhos de campo solar e estratégias de controle de vazão, foram avaliadas duas capacidades de armazenamento térmico no TESS. A primeira, denominada “TS”, possui capacidade similar à da planta de Jülich (9 MWh), sendo composta por 1367 canais senoidais, conforme apresentado na Tabela 4. A segunda, denominada “TD”, apresenta o dobro dessa capacidade (2734 canais), permitindo analisar de forma sistemática a influência da capacidade de armazenamento na interação com o campo solar e com as estratégias operacionais adotadas.

5.2.3.1 Comportamento Dinâmico do Sistema CSP-TESS

Primeiramente, os resultados são avaliados a partir de perfis de irradiância direta normal (DNI) em dias representativos, permitindo investigar a dinâmica de carregamento, descarregamento e redistribuição do TESS, bem como sua contribuição para o atendimento da demanda, especialmente em períodos de pico. As Figuras 38 a 41 apresentam a operação do sistema ao longo de uma semana representativa do período de verão (dias 9–16) em janeiro e inverno (dias 185–191) em julho, considerando diferentes estratégias operacionais (potência máxima, despacho e atendimento ao pico) e dois valores de múltiplo solar ($SM = 2$ e $SM = 4$) para a configuração com capacidade de armazenamento térmico de 9 MWh, semelhante a de Jülich.

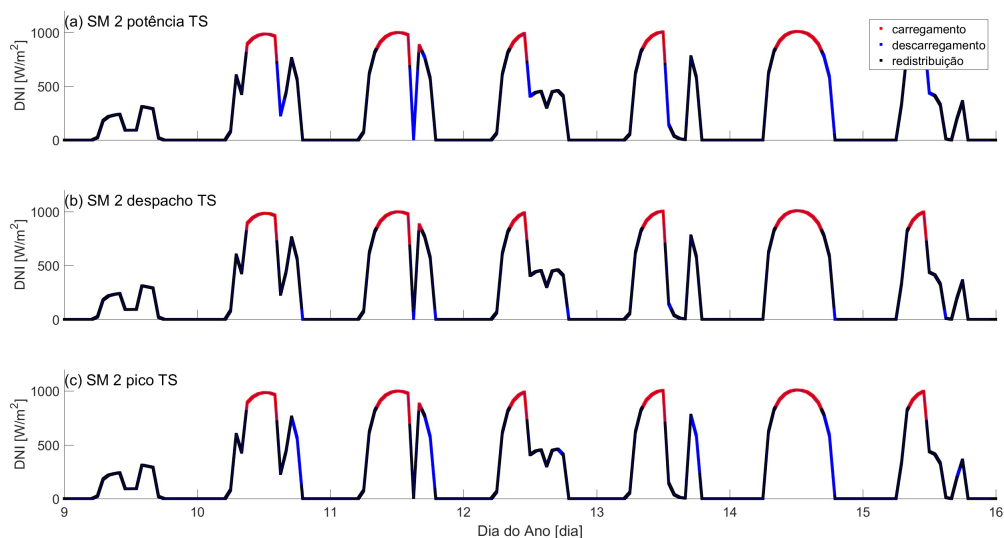


Figura 38 – Análise da operação do sistema com armazenamento térmico para diferentes múltiplos solares sob perfis variáveis de irradiância direta normal (DNI). Semana de Janeiro com $SM = 2$ e TS.

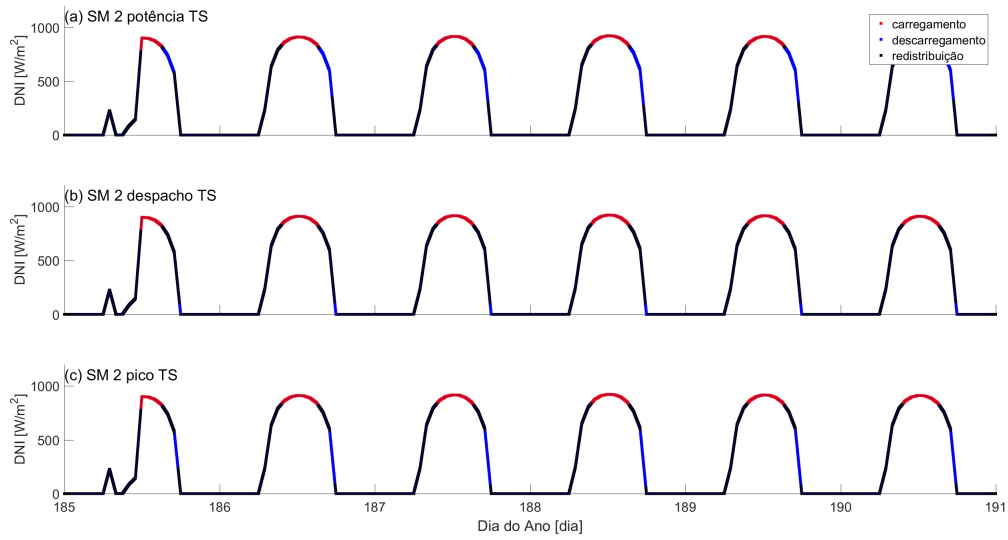


Figura 39 – Análise da operação do sistema com armazenamento térmico para diferentes múltiplos solares sob perfis variáveis de irradiância direta normal (DNI). Semana de Julho com $SM = 2$ e TS.

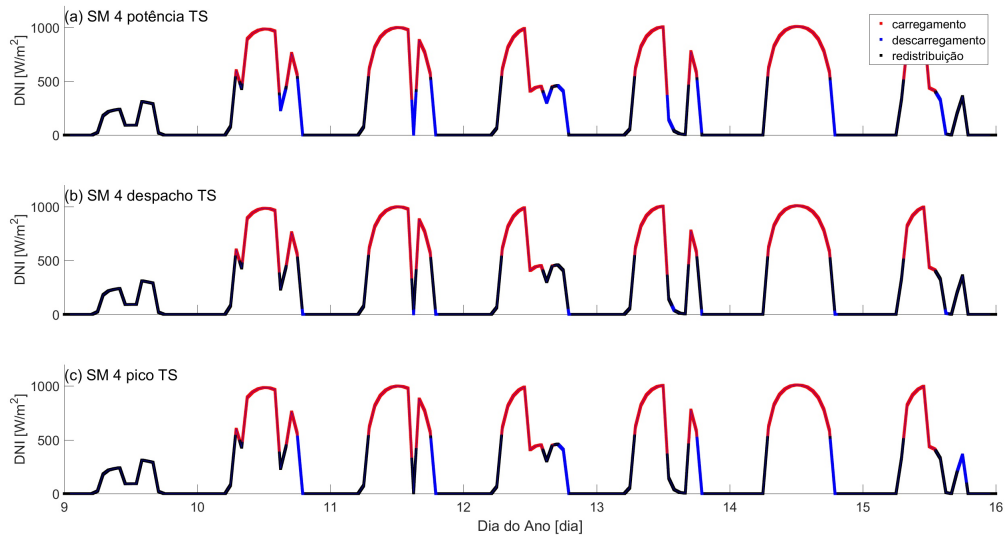


Figura 40 – Análise da operação do sistema com armazenamento térmico para diferentes múltiplos solares sob perfis variáveis de irradiância direta normal (DNI). Semana de Janeiro com $SM = 4$ e TS.

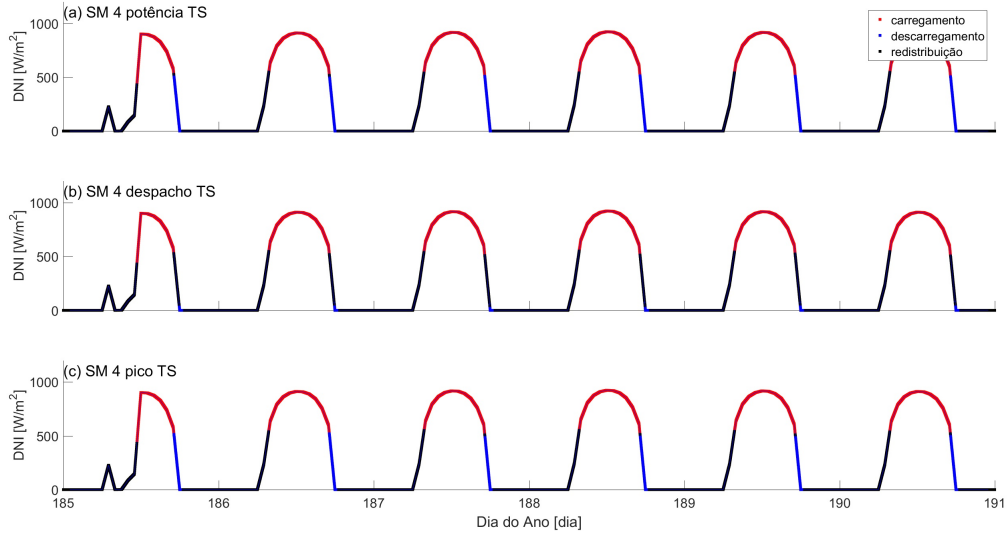


Figura 41 – Análise da operação do sistema com armazenamento térmico para diferentes múltiplos solares sob perfis variáveis de irradiância direta normal (DNI). Semana de Julho com $SM = 4$ e TS.

De forma geral, observa-se elevada variabilidade da irradiância direta normal (DNI) ao longo do período analisado, com presença de perturbações associadas à nebulosidade. Nos instantes iniciais da semana, a baixa incidência de radiação solar resulta na predominância do modo de redistribuição de energia, evidenciando a limitação de geração nesses períodos.

Para o caso com $SM = 2$, verifica-se que o sistema apresenta maior sensibilidade às variações da irradiância. A menor disponibilidade de energia térmica limita o carregamento do TESS, o que impacta diretamente sua capacidade de descarga. Na estratégia de potência máxima, o armazenamento é acionado com maior frequência para compensar reduções na DNI, buscando manter a geração em níveis elevados. Já na estratégia de despacho, o uso do TESS é mais restrito, ocorrendo apenas quando a geração solar não é suficiente para atender ao limite mínimo estabelecido. Por fim, na estratégia de atendimento ao pico, a descarga do armazenamento ocorre de forma concentrada no intervalo entre 17h e 20h, podendo resultar em esgotamento da energia armazenada, especialmente em dias com baixa irradiância.

Para o caso com $SM = 4$, observa-se um comportamento mais robusto do sistema. O aumento do múltiplo solar proporciona maior excedente de energia durante os períodos de alta irradiância, permitindo um carregamento mais eficiente e consistente do TESS. Como consequência, a descarga torna-se mais contínua e menos suscetível a interrupções, mesmo em dias com variabilidade da DNI. Na estratégia de potência máxima, o sistema consegue manter níveis elevados de geração por períodos mais prolongados. Na estratégia de despacho, há maior flexibilidade operacional, com melhor gestão do armazenamento. Já na estratégia de pico, o sistema apresenta maior capacidade de atender integralmente o intervalo crítico de demanda, reduzindo a ocorrência de esgotamento do armazenamento.

Comparando-se os diferentes modos de operação, observa-se que a estratégia de potência máxima tende a utilizar o armazenamento de forma mais intensiva e imediata, enquanto a estratégia de despacho prioriza a conservação de energia térmica. Por outro lado, a estratégia de atendimento ao pico apresenta comportamento mais direcionado, concentrando a descarga em horários específicos, o que a torna mais dependente da energia previamente armazenada.

Em síntese, os resultados evidenciam que o aumento do múltiplo solar melhora significativamente o desempenho do sistema com armazenamento térmico, reduzindo sua sensibilidade às variações climáticas e aumentando a confiabilidade no atendimento à demanda, especialmente no período de pico.

Já as Figuras 42 a 45 considera a ampliação da capacidade do sistema de armazenamento térmico, por meio da duplicação do número de tubos do TESS. Observa-se uma mudança significativa no comportamento operacional do sistema. O aumento da capacidade de armazenamento permite maior acumulação de energia térmica durante os períodos de alta irradiância, resultando em maior disponibilidade para descarga nos momentos de baixa geração solar.

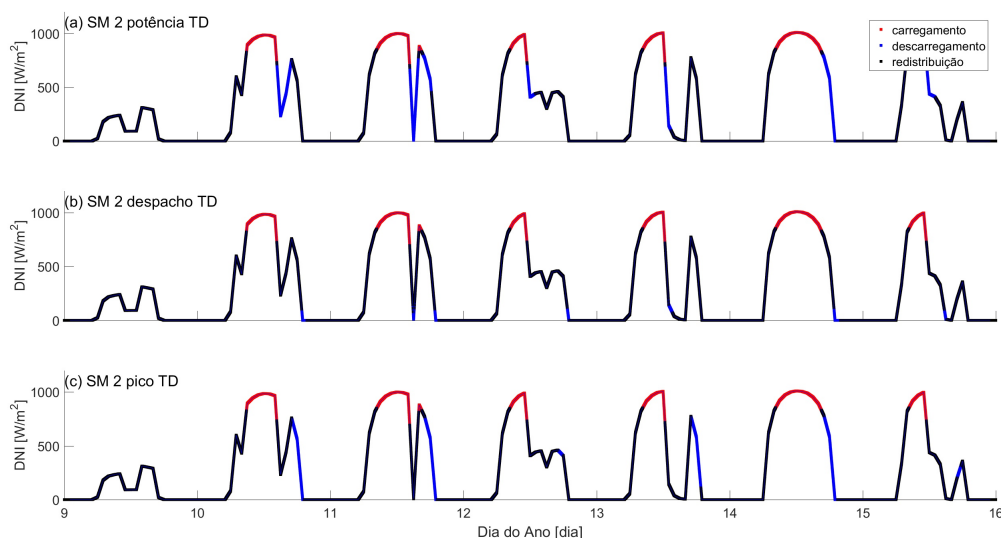


Figura 42 – Análise da operação do sistema com armazenamento térmico para diferentes múltiplos solares sob perfis variáveis de irradiância direta normal (DNI). Semana de Janeiro com $SM = 2$ e TD.

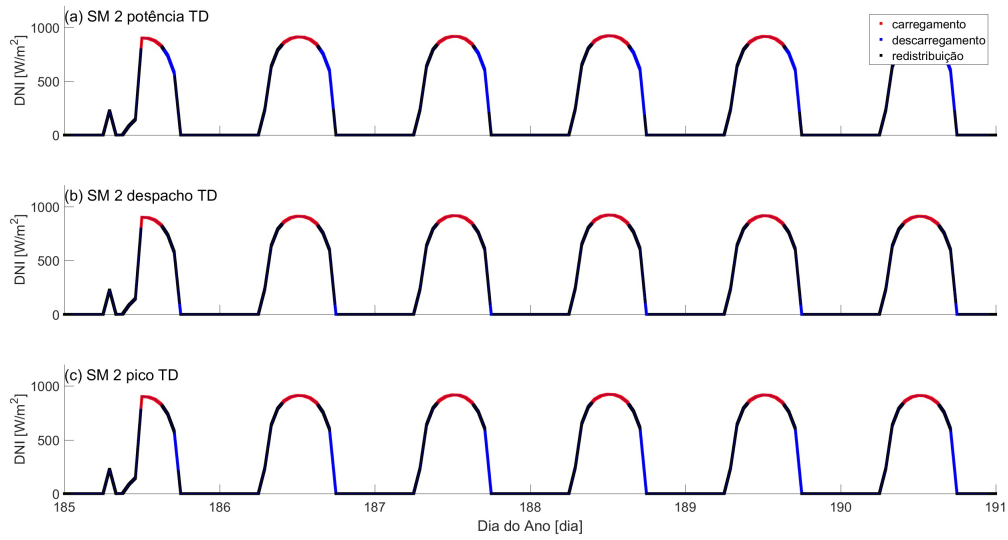


Figura 43 – Análise da operação do sistema com armazenamento térmico para diferentes múltiplos solares sob perfis variáveis de irradiância direta normal (DNI). Semana de Julho com $SM = 2$ e TD.

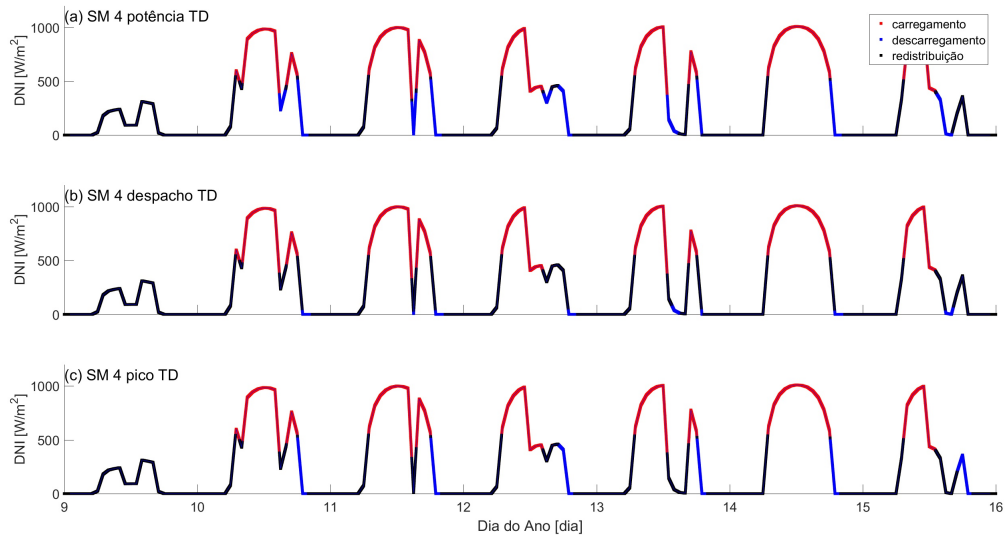


Figura 44 – Análise da operação do sistema com armazenamento térmico para diferentes múltiplos solares sob perfis variáveis de irradiância direta normal (DNI). Semana de Janeiro com $SM = 4$ e TD.

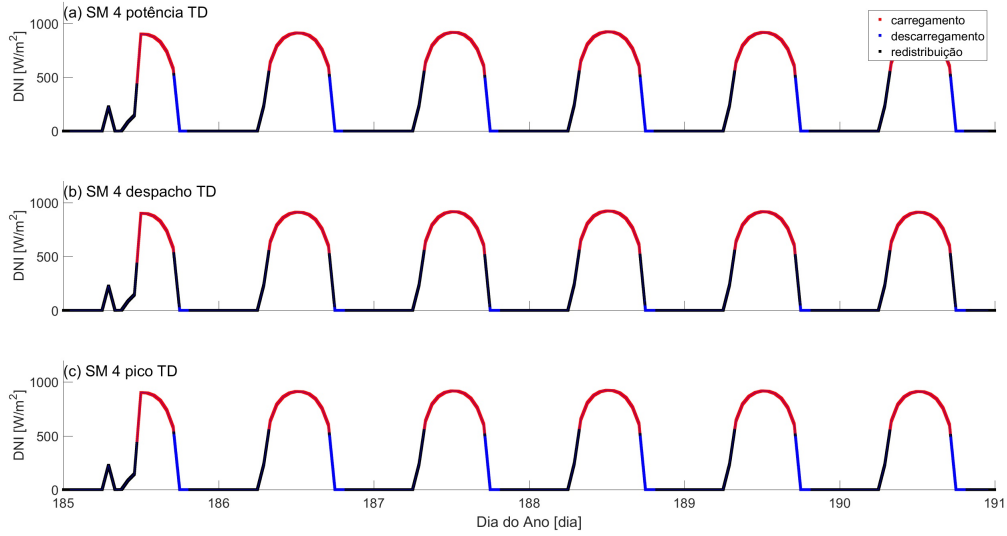


Figura 45 – Análise da operação do sistema com armazenamento térmico para diferentes múltiplos solares sob perfis variáveis de irradiância direta normal (DNI). Semana de Julho com $SM = 4$ e TD.

Para o caso com $SM = 2$, essa modificação reduz de forma expressiva a limitação energética previamente observada, proporcionando maior continuidade na descarga e diminuindo a ocorrência de esgotamento do armazenamento, especialmente na estratégia de atendimento ao pico. Como consequência, o sistema torna-se menos sensível às variações da irradiância e apresenta desempenho mais próximo ao observado para $SM = 4$.

Para o caso com $SM = 4$, embora o aumento da capacidade de armazenamento também contribua para maior estabilidade operacional, os ganhos são menos pronunciados, uma vez que o sistema já dispõe de excedente energético significativo. Nessa condição, a limitação passa a estar mais associada à estratégia de controle e à demanda do sistema do que à capacidade de armazenamento em si.

De forma geral, a ampliação do TESS promove uma operação mais estável, com redução da fragmentação dos ciclos de carga e descarga e maior confiabilidade no atendimento à demanda, particularmente no período de pico. Entretanto, os resultados indicam que o dimensionamento do armazenamento deve ser realizado de forma integrada ao múltiplo solar, a fim de evitar sobredimensionamento e garantir o melhor aproveitamento energético do sistema.

Os resultados evidenciam que, para múltiplos solares mais baixos, o aumento da capacidade de armazenamento pode ser mais efetivo do que o superdimensionamento do campo solar.

5.2.3.2 Geração de energia mensal

Nesta seção, é apresentado o desempenho mensal de geração e transferência de calor para quatro configurações distintas do sistema e diferentes estratégias de controle. Através do monitoramento da energia exportada para a rede e do balanço de calor proveniente do receptor ($H_{SG,receptor}$) e do armazenamento ($H_{SG,TESS}$), busca-se quantificar o ganho energético obtido ao duplicar a capacidade de armazenamento.

A análise conjunta das Figuras 46, 47 e 48 permite compreender de forma integrada o impacto do múltiplo solar (SM), da capacidade de armazenamento e das estratégias de controle sobre o desempenho energético do sistema CSP. A Figura 46 apresenta a geração média diária de energia ao longo do ano, enquanto a Figura 47 mostra o calor transferido diretamente do receptor ao gerador de vapor ($H_{SG,receptor}$). Já a Figura 48 representa a parcela de calor que é armazenada no TESS e posteriormente despachada para o gerador de vapor ($H_{SG,TESS}$). Em conjunto, essas figuras permitem avaliar tanto a magnitude quanto a distribuição dos fluxos energéticos no sistema.

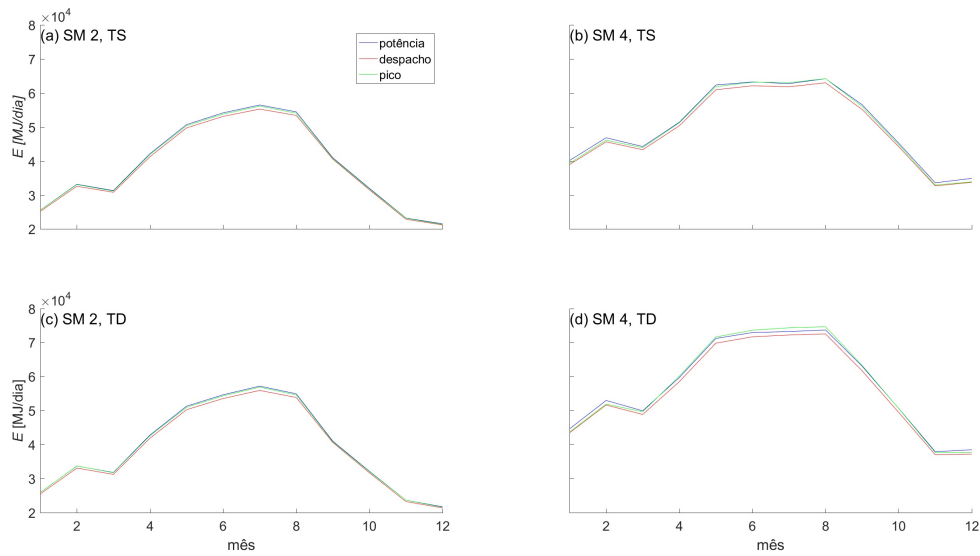


Figura 46 – Comparativo da geração de energia mensal para diferentes múltiplos solares (SM = 2 e 4) e TS e TD.

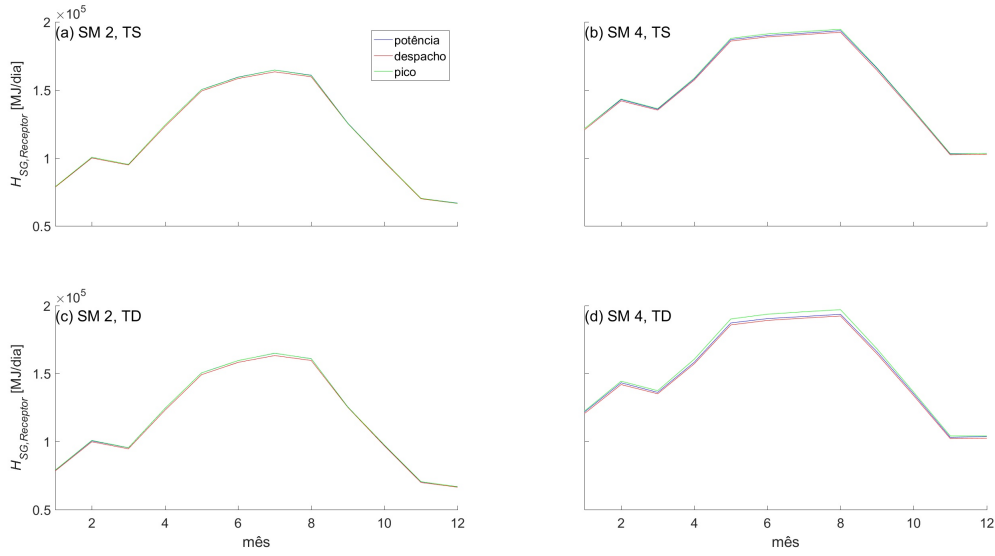


Figura 47 – Disponibilidade de energia térmica direta do receptor em função de SM = 2 e 4 e TS e TD.

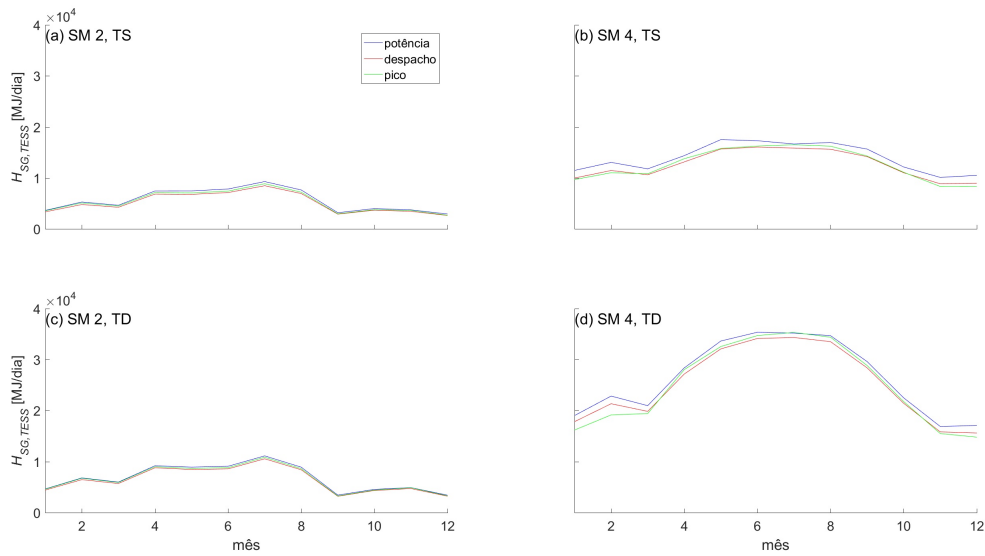


Figura 48 – Impacto do múltiplo solar e da duplicação de tubos na extração de calor do sistema de armazenamento (TESS).

De maneira geral, o aumento do SM resulta em um crescimento expressivo da geração de energia (Figura 46), refletindo a ampliação do campo solar e, consequentemente, a maior captação de irradiância. Esse comportamento é diretamente observado no calor transferido do receptor ao gerador de vapor ($H_{SG,receptor}$, Figura 47), que também se eleva com o SM e representa a principal contribuição energética do sistema. Por outro lado, a estratégia de controle exerce influência limitada tanto sobre a geração total quanto sobre o fluxo térmico direto, especialmente para SM = 2, onde as curvas praticamente se sobrepõem ao longo do ano.

A contribuição do armazenamento térmico (Figura 48) apresenta uma escala significativamente inferior à do fluxo direto receptor–gerador de vapor, sendo cerca de uma ordem de magnitude menor. Esse resultado evidencia o caráter complementar do TESS, cuja função principal não é aumentar diretamente a geração, mas promover o desacoplamento temporal entre a disponibilidade de energia solar e a demanda do ciclo de potência.

O papel do TESS, no entanto, depende fortemente do regime operacional imposto pelo SM. Para $SM = 2$, a quantidade de energia disponível é limitada, o que restringe o carregamento do sistema de armazenamento e, conseqüentemente, sua contribuição para o fornecimento de calor ao gerador de vapor. Nesse caso, o sistema é predominantemente limitado pela disponibilidade de recurso solar, e o aumento da capacidade de armazenamento — como na transição de TS para TD — não resulta em ganhos significativos de geração.

Em contraste, para $SM = 4$, observa-se uma mudança de regime. O excedente de energia térmica durante períodos de alta irradiância torna o TESS um componente essencial para o aproveitamento energético do sistema. Nessa condição, a ampliação da capacidade de armazenamento permite absorver e posteriormente despachar uma fração maior do calor disponível, reduzindo perdas por saturação do receptor e aumentando a energia efetivamente convertida. Esse efeito é claramente refletido nos ganhos de geração apresentados na Figura 46, particularmente nos meses de maior DNI.

Em síntese, enquanto o aumento do SM atua como o principal mecanismo de elevação da geração energética, o TESS desempenha um papel estratégico na otimização do uso desse recurso, tornando-se especialmente relevante em configurações com elevado múltiplo solar, nas quais a limitação deixa de ser a oferta de energia e passa a ser a capacidade de armazenamento e gerenciamento térmico do sistema.

5.2.3.3 Análise Exergética

Esta seção apresenta a análise exergética do sistema CSP integrado ao armazenamento térmico (TESS), com o objetivo de avaliar não apenas as quantidades de energia envolvidas, mas, sobretudo, a qualidade dessa energia ao longo dos diferentes processos de conversão e armazenamento. A abordagem adotada permite identificar e quantificar as principais fontes de irreversibilidade do sistema, distinguindo entre a exergia destruída internamente, associada aos processos de transferência de calor e conversão, e a exergia descartada para o ambiente, em particular por meio da exaustão do fluido de trabalho. A análise é conduzida de forma integrada, contemplando tanto o comportamento do TESS quanto a operação do bloco de potência sob condições variáveis ao longo do ano, considerando diferentes configurações de múltiplo solar, estratégias de controle e capacidades de armazenamento. Dessa forma, busca-se compreender os mecanismos dominantes de degradação da qualidade energética e suas interações, fornecendo subsídios para a

otimização exergoenergética global do sistema.

As Figuras 49 a 52 apresentam a exergia perdida associada à operação do sistema de armazenamento térmico (TESS) ao longo dos meses do ano, considerando diferentes configurações de múltiplo solar ($SM = 2$ e 4), estratégias de controle (potência, despacho contínuo e atendimento ao horário de pico) e capacidades de armazenamento (TS – 9 MWh, semelhante ao sistema de Jülich, e TD – 18 MWh). Em cada painel, as barras representam a perda total de exergia diária, decomposta em duas contribuições: a exergia descartada na exaustão do ar após sua passagem pelo TESS (X_{exa} , em azul) e a exergia destruída devido às irreversibilidades associadas às trocas de calor entre o ar e o meio sólido (X_{dest} , em amarelo).

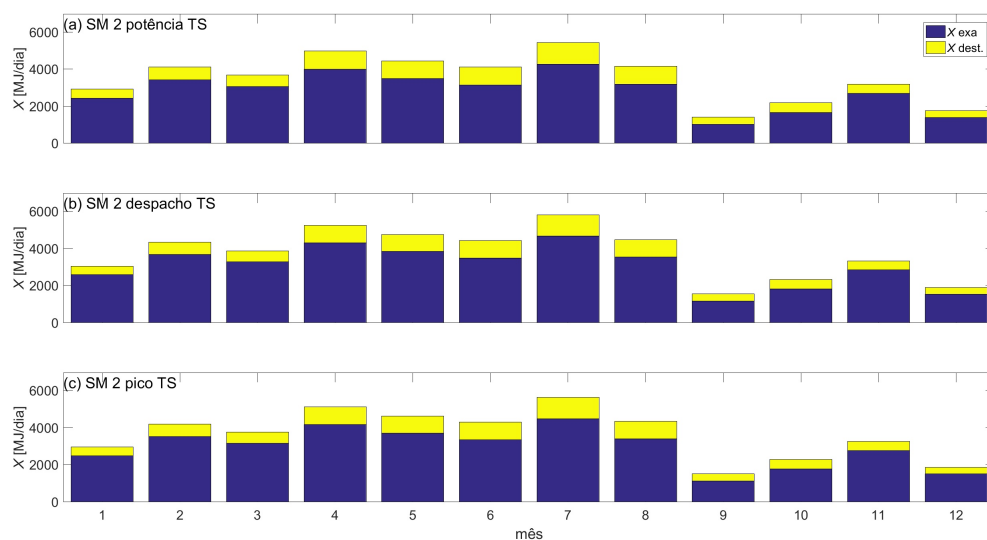


Figura 49 – Perfil mensal de exergia de exaustão e exergia destruída no TESS para $SM = 2$ com TESS simples (9 MWh, TS).

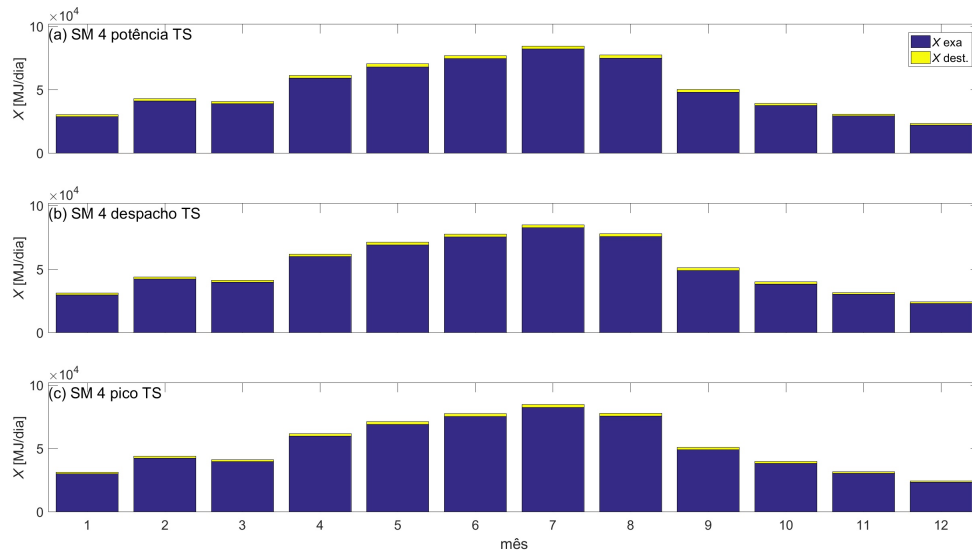


Figura 50 – Perfil mensal de exergia de exaustão e exergia destruída no TESS para SM = 4 com TESS simples (9 MWh, TS).

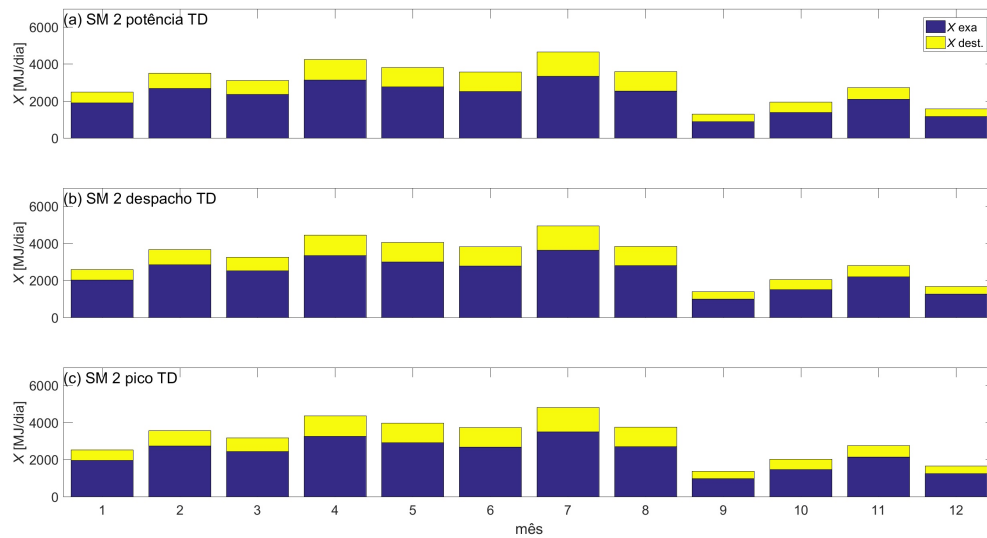


Figura 51 – Perfil mensal de exergia de exaustão e exergia destruída no TESS para SM = 2 com TESS duplo (18 MWh, TD).

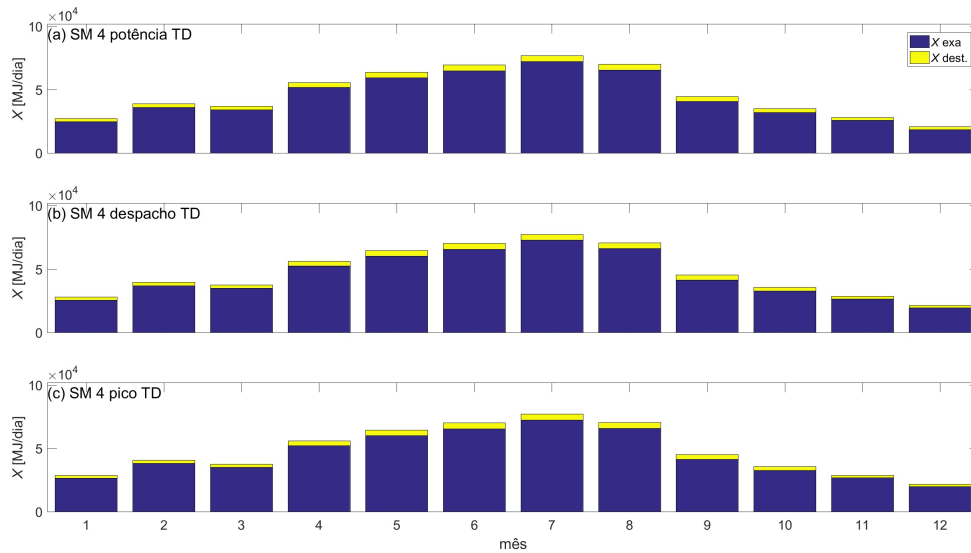


Figura 52 – Perfil mensal de exergia de exaustão e exergia destruída no TESS para SM = 4 com TESS duplo (18 MWh, TD).

De forma geral, observa-se que a principal contribuição para a perda de exergia está associada à exaustão do ar a alta temperatura, sendo significativamente superior à destruição de exergia por irreversibilidades térmicas em todas as configurações analisadas. Esse comportamento reforça resultados já discutidos no Capítulo 4, evidenciando que, mesmo com o reaproveitamento parcial de cerca de 60% da energia térmica no receptor, uma fração relevante da exergia ainda é descartada para o ambiente. Esse resultado indica que o principal mecanismo de degradação da qualidade energética no sistema não está associado às irreversibilidades locais de troca térmica, mas sim à incapacidade de recuperar integralmente a exergia do escoamento de saída do TESS.

A análise das parcelas individuais de perda permite ainda identificar a origem física distinta de cada mecanismo. A exergia associada à exaustão ocorre exclusivamente durante o processo de carregamento do TESS, quando o ar aquecido não é completamente aproveitado. Por outro lado, a destruição de exergia por irreversibilidades ocorre predominantemente durante o descarregamento, estando associada aos gradientes finitos de temperatura no acoplamento térmico entre o fluido e o meio sólido, com contribuições secundárias durante o carregamento e praticamente desprezíveis durante a redistribuição térmica. Essa separação temporal dos mecanismos evidencia que estratégias de mitigação dessas perdas devem atuar sobre processos distintos do ciclo de operação.

Outro aspecto relevante é a baixa sensibilidade da exergia perdida em relação à estratégia de controle adotada. As diferenças entre os modos de operação que priorizam potência, despacho contínuo ou atendimento ao horário de pico são pouco significativas quando comparadas às variações impostas pelo múltiplo solar ou pela capacidade de armazenamento. Esse comportamento sugere que as perdas exergéticas são dominadas por características estruturais e termodinâmicas do sistema, e não pela lógica operacional,

indicando que melhorias significativas nesse aspecto dependem mais de alterações no projeto do sistema do que de ajustes na estratégia de controle.

O aumento do múltiplo solar de $SM = 2$ para $SM = 4$ resulta em um crescimento expressivo da exergia perdida, sobretudo da parcela associada à exaustão do ar, como evidenciado pela diferença de escala entre as figuras. Esse resultado era esperado, uma vez que maiores valores de SM implicam maior disponibilidade de energia térmica e, consequentemente, maior necessidade de carregamento do TESS, intensificando o descarte de ar quente. Nesse contexto, observa-se também uma mudança no comportamento ao longo do ano: enquanto no caso de $SM = 2$ a exergia perdida apresenta valores relativamente uniformes, pouco correlacionados com a variação do DNI, no caso de $SM = 4$ as perdas passam a seguir mais diretamente a disponibilidade do recurso solar, refletindo a dominância da exergia de exaustão nesse regime de operação.

Um comportamento particularmente interessante é observado no mês de setembro para o caso de $SM = 2$, no qual há uma redução significativa da exergia perdida, em contraste com o observado para $SM = 4$. Considerando que setembro é um mês de transição caracterizado por elevada variabilidade das condições meteorológicas, esse resultado sugere que, para $SM = 2$, o sistema opera de forma mais ajustada à disponibilidade de recurso, reduzindo o carregamento excessivo e, consequentemente, a exaustão de ar quente. Esse efeito permite manter níveis de geração comparáveis aos de outros meses de transição, como abril, mesmo sob condições de menor DNI. Já para $SM = 4$, a maior disponibilidade de energia térmica mantém elevados os níveis de exaustão, impedindo a ocorrência de comportamento semelhante.

O aumento da capacidade de armazenamento, de TS para TD, leva a uma redução líquida da exergia perdida em todas as configurações analisadas. Embora haja um aumento na destruição de exergia devido à intensificação das trocas térmicas no interior do TESS, esse efeito é mais do que compensado pela redução da exergia descartada na exaustão. Esse resultado evidencia o papel do armazenamento como um mecanismo de amortecimento da qualidade energética, permitindo melhor aproveitamento do calor disponível e reduzindo o descarte de exergia. Esse efeito é particularmente pronunciado para $SM = 2$, onde o sistema se beneficia mais diretamente do aumento da capacidade, enquanto para $SM = 4$, embora presente, o efeito é menos intenso devido ao elevado excedente energético ainda disponível.

De forma geral, os resultados indicam a existência de dois regimes distintos de operação. Para $SM = 2$, o sistema opera em um regime limitado por sua própria capacidade, apresentando perdas relativamente constantes e menor dependência da variabilidade do recurso solar. Para $SM = 4$, o sistema passa a operar em um regime dominado pelo recurso, no qual as perdas exergéticas escalam com o DNI e são fortemente influenciadas pela exaustão do ar. Essa distinção reforça que a otimização do sistema deve priorizar estratégias que reduzam a exergia descartada no escoamento de saída do TESS, seja por meio de melhor integração térmica com o ciclo de potência ou por estratégias adicionais

de recuperação de calor, mais do que ajustes operacionais baseados apenas na estratégia de controle.

Complementarmente à análise das perdas exergéticas associadas ao sistema de armazenamento térmico (TESS), é necessário avaliar o impacto da operação do bloco de potência em condições fora do ponto de projeto. Enquanto no TESS as perdas são predominantemente determinadas por aspectos termodinâmicos intrínsecos ao processo de armazenamento, no bloco de potência elas estão diretamente relacionadas à forma como o sistema é operado frente à variabilidade do recurso solar, especialmente sob regimes de carga parcial.

As Figuras 53 a 56 apresentam a destruição de exergia associada à operação do bloco de potência em regime de carga parcial ao longo dos meses do ano, para diferentes configurações de múltiplo solar ($SM = 2$ e 4), estratégias de controle (potência, despacho contínuo e atendimento ao horário de pico) e capacidades de armazenamento térmico ($TS = 9$ MWh e $TD = 18$ MWh). A destruição de exergia representada corresponde ao excedente em relação à operação em condições nominais, sendo, portanto, diretamente associada à redução de eficiência do ciclo de potência quando operando fora de seu ponto de projeto.

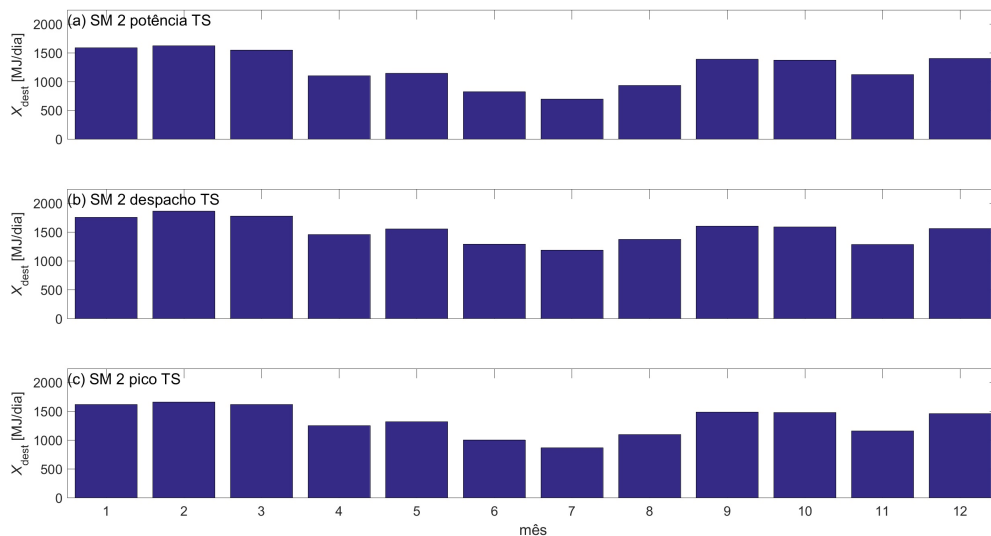


Figura 53 – Exergia destruída adicional decorrente da operação em carga parcial ($SM = 2$ e TS).

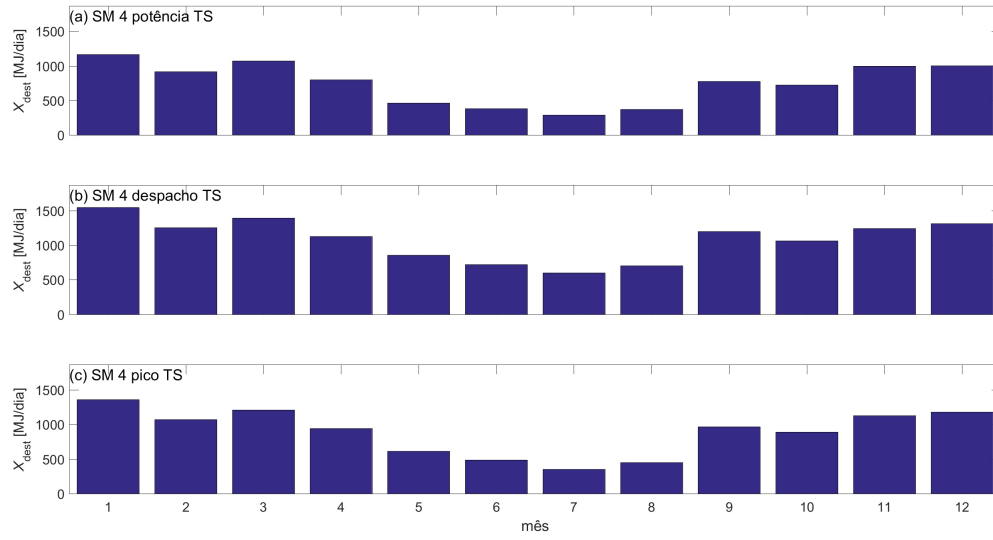


Figura 54 – Exergia destruída adicional decorrente da operação em carga parcial (SM = 4 e TS).

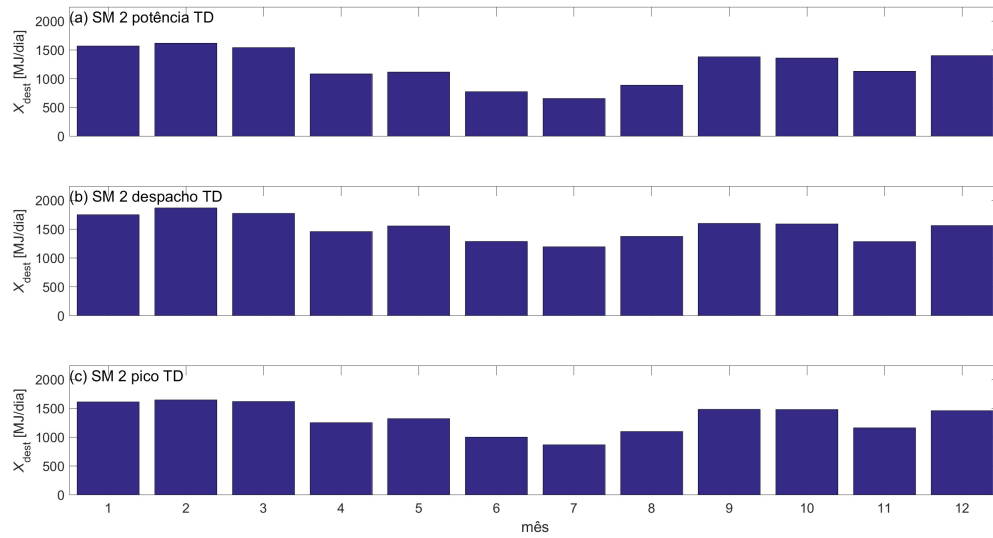


Figura 55 – Exergia destruída adicional decorrente da operação em carga parcial (SM = 2 e TD).

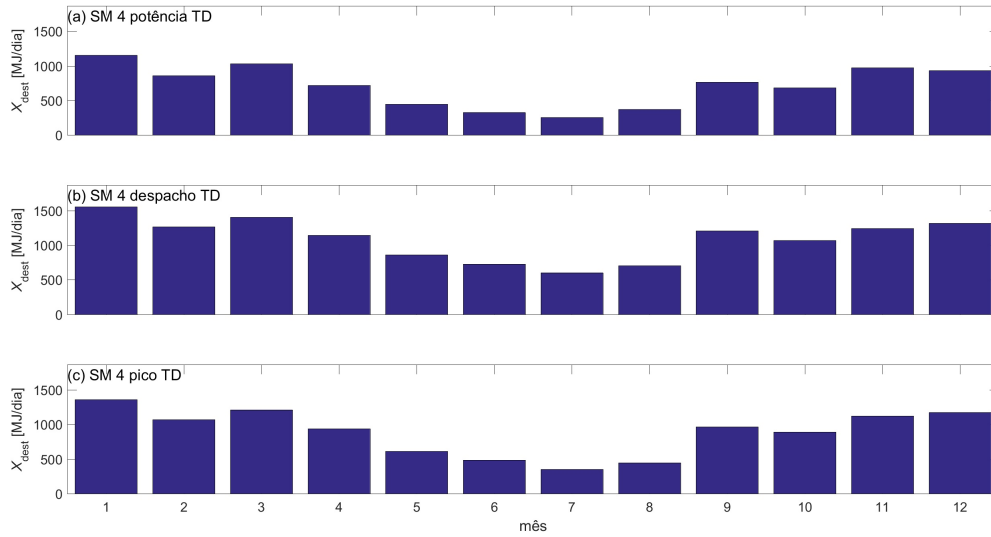


Figura 56 – Exergia destruída adicional decorrente da operação em carga parcial (SM = 4 e TD).

Diferentemente do observado na análise exergética do TESS, onde as perdas mostraram baixa sensibilidade à estratégia de controle, neste caso o impacto da lógica operacional é claramente perceptível. A estratégia de despacho contínuo apresenta, de forma consistente em todas as configurações, os maiores valores de destruição de exergia, uma vez que força o bloco de potência a operar por períodos mais longos em regime fora do nominal, frequentemente em cargas parciais. Em contraste, as estratégias que privilegiam a geração de potência instantânea ou o atendimento ao horário de pico resultam em níveis de destruição de exergia bastante semelhantes e, em geral, inferiores, pois tendem a concentrar a operação em condições mais próximas do ponto de projeto.

Esse efeito é particularmente pronunciado para SM = 4, sobretudo nos meses caracterizados por maior nebulosidade e, conseqüentemente, maior intermitência do recurso solar. Nessa condição, a estratégia de despacho contínuo sofre mais intensamente com variações rápidas de carga, ampliando o tempo de operação em regime não nominal e, portanto, a destruição de exergia. Já as estratégias de potência e pico são mais resilientes a essas flutuações, pois permitem maior flexibilidade operacional, evitando a imposição de operação contínua sob condições desfavoráveis.

Como esperado, o aumento do múltiplo solar de SM = 2 para SM = 4 resulta em uma redução global da destruição de exergia no bloco de potência. A maior disponibilidade de energia térmica associada a SM = 4 reduz a frequência e a intensidade da operação em carga parcial, permitindo que o ciclo opere mais próximo de suas condições nominais. Esse comportamento contrasta diretamente com o observado no TESS, onde o aumento do múltiplo solar levou a um aumento das perdas exergéticas devido à maior exaustão de ar a alta temperatura. Assim, evidencia-se um trade-off importante: enquanto SM elevados penalizam o desempenho exergético do sistema de armazenamento, eles favorecem

a eficiência do bloco de potência.

Adicionalmente, observa-se uma correlação mais clara entre a destruição de exergia no bloco de potência e a variabilidade do recurso solar. Para $SM = 4$, essa correlação é inversa: meses com maior disponibilidade de DNI resultam em menores perdas exergéticas, devido à operação mais próxima do regime nominal. Esse comportamento é menos evidente para $SM = 2$, no qual a limitação de energia disponível impõe operação fora do ponto ótimo mesmo em períodos de maior irradiância.

No que se refere à capacidade de armazenamento térmico, observa-se que o aumento de TS para TD exerce influência limitada sobre a destruição de exergia no bloco de potência. As diferenças entre as configurações são pouco significativas, indicando que, embora o armazenamento contribua para a gestão energética do sistema, ele não é o fator dominante na mitigação da operação em carga parcial. Esse resultado sugere que a variabilidade do recurso solar e o dimensionamento do campo solar (via múltiplo solar) têm papel mais determinante no afastamento do ponto nominal de operação do ciclo de potência do que a capacidade de armazenamento em si.

De forma integrada, a comparação entre os resultados do TESS e do bloco de potência evidencia a existência de mecanismos concorrentes na otimização exergoenergética do sistema. Enquanto o TESS é dominado por perdas associadas à exaustão e pouco sensível à estratégia de controle, o bloco de potência apresenta perdas fortemente dependentes da operação em carga parcial e, portanto, altamente sensíveis à lógica de despacho. Essa diferença sugere que a otimização global do sistema requer um balanceamento entre o dimensionamento do campo solar, a capacidade de armazenamento e a estratégia de operação, de modo a minimizar simultaneamente a exergia descartada no TESS e a destruição de exergia no ciclo de potência.

Por fim, os resultados reforçam que o desempenho exergoenergético do sistema CSP com armazenamento térmico não pode ser avaliado de forma isolada para cada subsistema. Configurações que reduzem perdas em um componente podem aumentar perdas em outro, sendo necessário adotar uma abordagem integrada que considere o sistema como um todo. Nesse contexto, estratégias que combinem um adequado múltiplo solar com uma lógica operacional que evite regimes prolongados de carga parcial mostram-se mais relevantes do que o simples aumento da capacidade de armazenamento para a maximização da eficiência global.

5.2.4 Análise Anual Integrada de Energia e Exergia do Sistema CSP com TESS

A fim de consolidar os resultados obtidos nas análises anteriores, esta seção apresenta uma avaliação anual integrada do desempenho energético e exergético do sistema CSP com armazenamento térmico (TESS). São considerados diferentes cenários de múltiplo solar,

estratégias de controle e capacidades de armazenamento, incluindo também configurações sem TESS (NT) para fins comparativos. Essa abordagem permite quantificar, de forma agregada, os impactos do armazenamento térmico tanto na energia efetivamente exportada quanto nos principais mecanismos de degradação da qualidade energética, fornecendo uma visão sistêmica do desempenho do conjunto ao longo de um ano representativo de operação.

As Tabelas 7 e 8 apresentam a síntese anual das principais variáveis energéticas e exergéticas do sistema CSP, considerando diferentes configurações de múltiplo solar, estratégias de controle e capacidades de armazenamento térmico (TESS). Foram incluídas configurações sem TESS com múltiplos solares 1, 2 e 4 para efeito de comparação. Essa análise permite avaliar de forma integrada o impacto do TESS não apenas na quantidade de energia gerada, mas também na qualidade da conversão energética ao longo do ano.

Tabela 7 – Valores energéticos anualizados.

Configuração \ Variável	E [MJ]	$H_{SG,rec}$ [MJ]	$H_{SG,TESS}$ [MJ]	H_{SG} [MJ]
SM2 Po TS	1,42E+07	4,24E+07	2,05E+06	4,45E+07
SM2 De TS	1,39E+07	4,22E+07	1,87E+06	4,41E+07
SM2 Pc TS	1,41E+07	4,24E+07	1,95E+06	4,44E+07
SM4 Po TS	1,84E+07	5,56E+07	5,10E+06	6,07E+07
SM4 De TS	1,80E+07	5,53E+07	4,61E+06	5,99E+07
SM4 Pc TS	1,83E+07	5,58E+07	4,63E+06	6,05E+07
SM2 Po TD	1,43E+07	4,25E+07	2,46E+06	4,49E+07
SM2 De TD	1,41E+07	4,21E+07	2,34E+06	4,45E+07
SM2 Pc TD	1,43E+07	4,25E+07	2,40E+06	4,49E+07
SM4 Po TD	2,09E+07	5,57E+07	9,62E+06	6,53E+07
SM4 De TD	2,05E+07	5,52E+07	9,17E+06	6,44E+07
SM4 Pc TD	2,10E+07	5,64E+07	9,15E+06	6,55E+07
SM1 NT	6,93E+06	2,41E+07	0,00E+00	2,41E+07
SM2 NT	1,38E+07	4,39E+07	0,00E+00	4,39E+07
SM4 NT	1,83E+07	5,70E+07	0,00E+00	5,70E+07

Tabela 8 – Valores exergéticos anualizados.

Configuração \ Variável	$X_{dest,TESS}$ [MJ]	$X_{dest,CP}$ [MJ]	X_{exa} [MJ]
SM2 Po TS	2,63E+05	4,48E+05	2,56E+06
SM2 De TS	2,53E+05	5,56E+05	2,79E+06
SM2 Pc TS	2,57E+05	4,87E+05	2,69E+06
SM4 Po TS	7,16E+05	2,72E+05	4,61E+07
SM4 De TS	6,59E+05	3,96E+05	4,68E+07
SM4 Pc TS	6,51E+05	3,24E+05	4,68E+07
SM2 Po TD	2,96E+05	4,40E+05	2,04E+06
SM2 De TD	2,94E+05	5,56E+05	2,19E+06
SM2 Pc TD	2,95E+05	4,87E+05	2,13E+06
SM4 Po TD	1,30E+06	2,59E+05	4,01E+07
SM4 De TD	1,25E+06	3,98E+05	4,07E+07
SM4 Pc TD	1,23E+06	3,23E+05	4,08E+07
SM1 NT	0,00E+00	1,01E+06	0,00E+00
SM2 NT	0,00E+00	5,93E+05	0,00E+00
SM4 NT	0,00E+00	4,12E+05	0,00E+00

De forma geral, observa-se que a presença do TESS resulta em um aumento da energia exportada em comparação aos casos sem armazenamento, embora esse incremento seja, na maioria das configurações, relativamente modesto. Esse resultado indica que o principal benefício do armazenamento térmico não está necessariamente associado ao aumento expressivo da geração anual, mas sim à sua capacidade de promover maior despachabilidade e flexibilidade operacional do sistema.

Uma exceção relevante a esse comportamento é observada para a configuração com $SM = 4$ e maior capacidade de armazenamento ($TD = 18$ MWh), na qual se verifica um aumento superior a 10% na energia exportada. Esse resultado evidencia um efeito sinérgico entre a elevada disponibilidade de energia solar e a maior capacidade de armazenamento, permitindo melhor aproveitamento do recurso e redução de perdas associadas a excedentes térmicos, o que se traduz em ganho efetivo de geração.

A energia exportada também se mostra sensível à estratégia de controle adotada. Em todas as configurações, a estratégia de despacho contínuo apresenta os menores valores de energia exportada, refletindo o impacto negativo da operação prolongada em carga parcial sobre a eficiência do bloco de potência. Por outro lado, as estratégias que privilegiam a geração de potência tendem a apresentar os maiores valores de energia exportada na maioria dos casos. Uma exceção interessante ocorre na configuração com $SM = 4$ e TD , na qual a estratégia voltada ao atendimento no horário de pico supera ligeiramente a estratégia de maximização de potência. Esse comportamento sugere uma melhor integração térmica do sistema, com maior fração do calor sendo direcionada diretamente do receptor ao gerador de vapor, evitando as perdas associadas à passagem pelo TESS.

Do ponto de vista exergetico, observa-se que a exergia associada à exaustão do ar é sempre superior à soma das parcelas de exergia destruída por irreversibilidades nas trocas de calor no TESS e pela operação em carga parcial do bloco de potência. Essa diferença torna-se ainda mais pronunciada com o aumento do múltiplo solar, refletindo o aumento da disponibilidade de energia térmica e, conseqüentemente, da fração descartada. No entanto, esse efeito pode ser parcialmente mitigado pelo aumento da capacidade de armazenamento, que reduz a exergia rejeitada ao permitir melhor aproveitamento do calor disponível. Cabe ressaltar que a exergia associada à exaustão não representa necessariamente uma perda irreversível do sistema, podendo ser potencialmente recuperada em aplicações que demandem calor em níveis de temperatura mais baixos.

A comparação entre as fontes de destruição de exergia revela ainda a forte influência da estratégia de controle sobre a operação do bloco de potência. A estratégia de despacho contínuo resulta em maiores perdas associadas à carga parcial, conforme esperado, enquanto a estratégia que privilegia a geração de potência apresenta as menores perdas nesse mecanismo. Em contrapartida, essa mesma estratégia tende a apresentar maiores perdas associadas às irreversibilidades térmicas no TESS, uma vez que uma fração maior do calor fornecido ao gerador de vapor passa pelo sistema de armazenamento, intensificando os processos de troca de calor e suas respectivas irreversibilidades.

Por fim, tanto o aumento do múltiplo solar quanto da capacidade de armazenamento produz efeitos concorrentes sobre os diferentes mecanismos de destruição de exergia. O aumento de SM leva a maiores irreversibilidades no TESS devido ao maior fluxo térmico processado, mas simultaneamente reduz as perdas associadas à operação em carga parcial. De maneira análoga, o aumento da capacidade do TESS intensifica as irreversibilidades internas do armazenamento, ao mesmo tempo em que contribui para uma operação mais estável do bloco de potência, reduzindo as perdas associadas à sua operação fora do ponto de projeto. Esses resultados reforçam a necessidade de uma abordagem integrada na otimização do sistema, uma vez que melhorias em um subsistema podem implicar penalizações em outro.

6 Conclusões

Neste trabalho, realizou-se um estudo numérico de um TESS composto por canais senoidais, conhecidos por aumentarem o coeficiente de transferência de calor, tornando-os atrativos para sistemas de armazenamento térmico. Foi utilizado um modelo simplificado de balanço de energia em duas fases (sólido e ar), validado por meio de uma simulação CFD completa, para conduzir uma análise energética e exergética de um meio poroso com canais senoidais destinado ao armazenamento de calor sensível em alta temperatura, típico de aplicações CSP.

A seguir, destacam-se as conclusões deste estudo:

Para a configuração de TESS simulada, o tempo transiente necessário para alcançar o regime estacionário de carregamento-descarregamento foi de até 9 ciclos diários. Esse tempo é relevante e deve ser considerado no processo de decisão para implementação de TESS de calor sensível, especialmente em sistemas CSP à base de ar operando em locais sujeitos a longos períodos de céu nublado.

A exergia perdida na exaustão do ar de alta temperatura pode ser mais significativa do que a destruição de exergia por transferência interna de calor, variando de menos de 5% até mais de 60% da energia armazenada. Esse balanço é fortemente influenciado pela geometria e pelo fluxo mássico no TESS. Entretanto, se houver um uso adequado para o calor residual, essa exergia pode ser recuperada.

Reduzir o diâmetro da seção transversal pela qual o ar quente entra no armazenamento térmico é eficaz para minimizar perdas de exergia, sendo os menores valores de exergia perdida obtidos para diâmetro de canal de 0,035 m, com 6,07% e 5,13% da energia armazenada para canais de 6 m e 9 m, respectivamente. O aumento da velocidade do fluxo de ar promove turbulência e melhora a eficiência da transferência de calor, como demonstrado pelos valores para fluxo mássico de 0,2 kg/(m²·s).

O aumento do comprimento do TESS mostrou melhorias consistentes na quantidade de energia armazenada e na eficiência da utilização da exergia, independentemente do diâmetro, sendo os melhores resultados para TESS de 9 m de comprimento. Armazenadores mais longos reduziram a exergia não utilizada, indicando maior eficácia na otimização da transferência e armazenamento de energia térmica. No entanto, os ganhos podem não ser consideráveis, e TESS mais curtos podem ser preferíveis quando a compacidade é um fator

relevante no projeto. Deve-se ter cuidado, pois canais muito curtos podem não sustentar a temperatura necessária na descarga para o ciclo termodinâmico.

Por fim, a potência do soprador pode ser um aspecto importante do projeto do TESS, uma vez que é fortemente impactada pela geometria dos canais, especialmente pelo diâmetro.

Esta investigação sugere que TESS com canais senoidais pode ser uma escolha interessante para armazenamento de energia em alta temperatura, conforme exigido, mas não limitado, à planta CSP estudada. Configurações geométricas otimizadas para cada finalidade podem reduzir perdas de exergia sem comprometer o fluxo. A possibilidade de alcançar a configuração desejada por meio de blocos modulares torna a solução conveniente e econômica.

Deve-se notar que o modelo simplificado usado para avaliar o desempenho termodinâmico não captura as características detalhadas de fluxo inerentes à geometria dos canais senoidais. Portanto, para melhores práticas de projeto, recomenda-se a utilização de simulações CFD completas. Ainda assim, o modelo simplificado fornece orientações gerais valiosas para projetar configurações eficazes de TESS baseadas em meios porosos com canais senoidais.

Os resultados das simulações de ciclo anual de um sistema CSP-TESS evidenciam que o desempenho exergoenergético de sistemas CSP integrados a armazenamento térmico é governado por mecanismos distintos e, em muitos casos, concorrentes. A análise exérgica do TESS mostrou que as perdas são dominadas pela exergia associada à exaustão do ar a alta temperatura, sendo pouco sensíveis à estratégia de controle e fortemente dependentes do múltiplo solar e da capacidade de armazenamento. Por outro lado, a análise do bloco de potência revelou que a destruição de exergia está diretamente associada à operação em carga parcial, sendo altamente sensível à estratégia de controle e à variabilidade do recurso solar.

A análise anual integrada reforça que o principal benefício do TESS não está necessariamente no aumento expressivo da energia exportada, mas sim na melhoria da despachabilidade e na capacidade de suavizar a operação do sistema. Ainda assim, em configurações com maior múltiplo solar e maior capacidade de armazenamento, observa-se um ganho significativo de geração, evidenciando o potencial de sinergia entre disponibilidade de recurso e capacidade de armazenamento.

Do ponto de vista exérgico, destaca-se que a exergia descartada na exaustão do TESS constitui o principal mecanismo de perda de qualidade energética do sistema, superando a soma das irreversibilidades internas e das perdas associadas à operação em carga parcial. Esse resultado indica que futuras melhorias no desempenho global do sistema devem priorizar estratégias de recuperação ou reaproveitamento dessa exergia, em vez de focar exclusivamente na redução de irreversibilidades internas.

Adicionalmente, verifica-se que tanto o aumento do múltiplo solar quanto da

capacidade de armazenamento produz efeitos antagônicos sobre os diferentes mecanismos de perda: enquanto intensificam as irreversibilidades térmicas no TESS, contribuem para reduzir a operação em carga parcial do bloco de potência. Essa interação evidencia a existência de trade-offs relevantes no projeto e na operação do sistema, reforçando a necessidade de uma abordagem integrada para sua otimização.

Por fim, os resultados demonstram que a estratégia de controle exerce papel determinante no desempenho global, especialmente no que se refere à operação do bloco de potência. Estratégias que evitam a operação prolongada em carga parcial tendem a apresentar melhor desempenho exergoenergético, ainda que possam implicar maior circulação de energia pelo TESS. Assim, a maximização da eficiência global do sistema requer o equilíbrio entre dimensionamento do campo solar, capacidade de armazenamento e estratégia operacional, com foco na minimização simultânea das perdas exergéticas nos diferentes subsistemas.

6.1 Sugestões para Trabalhos Futuros

Com base nos resultados obtidos neste trabalho, recomenda-se, como continuidade da pesquisa, o desenvolvimento das seguintes atividades:

- Investigação de diferentes geometrias internas de armazenamento térmico, como canais helicoidais, superfícies aletadas ou configurações otimizadas, com o objetivo de intensificar a transferência de calor e reduzir perdas de carga;
- Avaliação de novos materiais sólidos como armazenadores, incluindo cerâmicas, concretos refratários, materiais compósitos ou sistemas híbridos com materiais de mudança de fase;
- Integração do sistema TESS com ciclos avançados de potência, como ciclos Brayton, ciclos combinados ou sistemas baseados em dióxido de carbono supercrítico (sCO₂);
- Desenvolvimento de estratégias avançadas de controle operacional, incluindo controle preditivo baseado em modelo e técnicas de otimização em tempo real;
- Realização de análises tecnoeconômicas completas, contemplando custos de investimento, operação, manutenção e indicadores como custo nivelado da energia;
- Aplicação da metodologia proposta para diferentes localidades e condições climáticas, visando avaliar o desempenho do sistema em distintos cenários de irradiância solar;
- Investigação dos efeitos de degradação térmica e mecânica dos materiais ao longo de ciclos repetidos de carga e descarga;
- Aplicação de técnicas de otimização para maximizar a eficiência energética e exergética, simultaneamente à minimização de custos e perdas de carga.

Referências bibliográficas

ABSOLAR. *Panorama da Energia Solar Fotovoltaica no Brasil*. 2026. Acessado em: 19 maio 2026. Disponível em: <<https://www.absolar.org.br/>>.

AGALIT, H.; ZARI, N.; MAALMI, M.; MAAROUFI, M. Numerical investigations of high temperature packed bed tes systems used in hybrid solar tower power plants. *Solar Energy*, Elsevier, v. 122, p. 603–616, 2015.

Agência Internacional de Energia. *Net Zero by 2050: A Roadmap for the Global Energy Sector*. 2023. Disponível em: <<https://www.iea.org/reports/net-zero-by-2050>>.

Agência Internacional de Energias Renováveis (IRENA). *Meta da COP28 de triplicar as energias renováveis só será viável com uma correção global urgente da rota*. 2024. <<https://www.irena.org>>. Acesso em: 14 dez. 2024.

ANDERSSON, B.; ANDERSSON, R.; HÅKANSSON, L.; MORTENSEN, M.; SUDIYO, R.; WACHEM, B. V. *Computational fluid dynamics for engineers*. [S.l.]: Cambridge University Press, 2011.

BAHREHMAND, D.; AMERI, M.; GHOLAMPOUR, M. Energy and exergy analysis of different solar air collector systems with forced convection. *Renewable Energy*, Elsevier, v. 83, p. 1119–1130, 2015.

BEAR, J. *Dynamics of Fluids in Porous Media*. New York, NY: American Elsevier Publishing Company, 1972. ISBN 978-0444001143.

BEHAR, O. et al. *Solar Receivers for Thermal Power Plants: Design and Applications*. Cham: Springer, 2017.

BOUADILA, S.; LAZAAR, M.; SKOURI, S.; KOOLI, S.; FARHAT, A. Energy and exergy analysis of a new solar air heater with latent storage energy. *International Journal of Hydrogen Energy*, Elsevier, v. 39, n. 27, p. 15266–15274, 2014.

CABEZA, L. F. et al. Advances in thermal energy storage systems: Methods and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 15, n. 8, p. 3791–3811, 2011.

CARMAN, P. C. Fluid flow through granular beds. *Transactions of the Institution of Chemical Engineers*, IChemE, v. 15, p. 150–166, 1937.

CASCETTA, M.; CAU, G.; PUDDU, P.; SERRA, F. A study of a packed-bed thermal energy storage device: test rig, experimental and numerical results. *Energy Procedia*, Elsevier, v. 81, p. 987–994, 2015.

COBO, M. J.; LÓPEZ-HERRERA, A. G.; HERRERA-VIEDMA, E.; HERRERA, F. Scimat: A new science mapping analysis software tool. *Journal of the American Society for Information Science and Technology*, Wiley Online Library, v. 63, n. 8, p. 1609–1630, 2012.

- CORVALÁN, C. O. A. Dissertação de Mestrado. *Simulação de um sistema de armazenamento térmico TES para aplicação em usinas solares do tipo CSP*. Brasília, DF, Brasil: [s.n.], 2017.
- CRONIN, P.; RYAN, F.; COUGHLAN, M. Undertaking a literature review: a step-by-step approach. *British journal of nursing*, MA Healthcare London, v. 17, n. 1, p. 38–43, 2008.
- DINCER, I.; ROSEN, M. A. *Thermal Energy Storage: Systems and Applications*. [S.l.]: Wiley, 2011.
- DOE, J.; SMITH, J. Thermal inertia in concentrated solar power systems: Extending operational hours and damping fluctuations. *Journal of Solar Energy Engineering*, v. 145, n. 4, p. 1234–1240, 2023.
- ENEA. *EU Research Priorities on CSP - SOLARPACES 2020: Pressurized Air Solar Technology*. 2020. Acessado em: 22 nov. 2024. Disponível em: <<https://www.scarabeusproject.eu/>>.
- ENERGY, W. *Brazil Grows 8.4 GW of Installed Energy Capacity in 2023*. 2023. Acessado: 2024-08-14. Disponível em: <<https://www.world-energy.org/article/39296.html>>.
- ENERGYSAGE. Concentrating solar power (csp). 2024. Disponível em: <<https://www.energysage.com/solar/cost-benefit/concentrated-solar-power-csp/>>.
- EZAN, M. A.; OZDOGAN, M.; GUNERHAN, H.; EREK, A.; HEPBASLI, A. Energetic and exergetic analysis and assessment of a thermal energy storage (tes) unit for building applications. *Energy and Buildings*, Elsevier, v. 42, n. 10, p. 1896–1901, 2010.
- FLEURY, M.; LENORMAND, R. *Porosity and Permeability in Porous Media*. Amsterdam: Elsevier, 1995. Discussão sobre espaços vazios interconectados e propriedades do meio poroso.
- GROUP, B. C. *Transição energética deve ser acelerada para manter um planeta habitável*. 2024. Acesso em: 22 nov. 2024. Disponível em: <<https://www.smartplanet.pt>>.
- HAMILTON, W. T.; NEWMAN, A. M.; WAGNER, M. J.; BRAUN, R. J. Off-design performance of molten salt-driven rankine cycles and its impact on the optimal dispatch of concentrating solar power systems. *Energy Conversion and Management*, Elsevier, v. 220, p. 113025, 2020.
- HASELI, Y.; DINCER, I.; NATERER, G. F. Unified approach to exergy efficiency, environmental impact and sustainable development for standard thermodynamic cycles. *International Journal of Exergy*, Inderscience Publishers, v. 5, n. 4, p. 409–424, 2008.
- IEA. *Renewables 2026 – Analysis and Forecast*. 2026. Acessado em: 19 maio 2026. Disponível em: <<https://www.iea.org/>>.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. et al. *Fundamentals of heat and mass transfer*. [S.l.]: Wiley New York, 1996. v. 6.
- International Energy Agency. *Hydropower Data Explorer*. 2021. <<https://www.iea.org/data-and-statistics/data-tools/hydropower-data-explorer>>. Acessado em 8 de maio de 2024.
- JÜDES, M.; VIGERSKE, S.; TSATSARONIS, G. Optimization of the design and partial-load operation of power plants using mixed-integer nonlinear programming. In: *Optimization in the energy industry*. [S.l.]: Springer, 2009. p. 193–220.

KOCA, A.; OZTOP, H. F.; KOYUN, T.; VAROL, Y. Energy and exergy analysis of a latent heat storage system with phase change material for a solar collector. *Renewable Energy*, Elsevier, v. 33, n. 4, p. 567–574, 2008.

KÖNIG-HAAGEN, A.; HÖHLEIN, S.; BRÜGGEMANN, D. Detailed exergetic analysis of a packed bed thermal energy storage unit in combination with an organic rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 165, p. 114583, 2020.

KÖNÖZSY, L. The $k-\omega$ shear-stress transport (sst) turbulence model. In: *A new hypothesis on the anisotropic reynolds stress tensor for turbulent flows: volume i: theoretical background and development of an anisotropic hybrid k-omega shear-stress transport/stochastic turbulence model*. [S.l.]: Springer, 2019. p. 57–66.

LABORATORY, N. R. E. Concentrating solar power. *NREL*, 2024. Disponível em: <<https://www.nrel.gov/csp/>>.

LI, J.; ABDULGHANI, Z. R.; ALGHAMDI, M. N.; SHARMA, K.; NIYAS, H.; MORIA, H.; ARSALANLOO, A. Effect of twisted fins on the melting performance of pcm in a latent heat thermal energy storage system in vertical and horizontal orientations: Energy and exergy analysis. *Applied Thermal Engineering*, v. 219, p. 119489, 2023.

LU, Y.; CHEN, M.; ZHU, G.; ZHANG, Y. Recent progress in the study of integrated solar cell-energy storage systems. *Nanoscale*, Royal Society of Chemistry, 2024.

MAHFUZ, M.; KAMYAR, A.; AFSHAR, O.; SARRAF, M.; ANISUR, M.; KIBRIA, M.; SAIDUR, R.; METSELAAR, I. Exergetic analysis of a solar thermal power system with pcm storage. *Energy conversion and management*, Elsevier, v. 78, p. 486–492, 2014.

MAHIAN, O.; MIRZAIE, M. R.; KASAEIAN, A.; MOUSAVI, S. H. Exergy analysis in combined heat and power systems: A review. *Energy Conversion and Management*, Elsevier, v. 226, p. 113467, 2020.

MAHMUD, S.; ISLAM, A. K. M. S.; DAS, P. K. Numerical prediction of fluid flow and heat transfer in a wavy pipe. *Journal of Thermal Science*, v. 10, n. 2, p. 133–138, 2001. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/s11630-001-0054-1>>.

MEHLING, H.; CABEZA, L. F. *Heat and Cold Storage with PCM: An Up-to-date Introduction into Basics and Applications*. [S.l.]: Springer, 2008.

MENTER, F. R. *Improved two-equation k-omega turbulence models for aerodynamic flows*. [S.l.], 1992.

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

MENTER, F. R.; KUNTZ, M.; LANGTRY, R. Ten years of industrial experience with the sst turbulence model. In: *Turbulence, Heat and Mass Transfer*. [S.l.: s.n.], 2003. v. 4, n. 1, p. 625–632.

MICHAELIDES, E. *Exergy analysis for energy conversion systems*. [S.l.]: Cambridge University Press, 2021.

NAMINEZHAD, A.; MEHREGAN, M. Energy and exergy analyses of a hybrid system integrating solar-driven organic rankine cycle, multi-effect distillation, and reverse osmosis desalination systems. *Renewable Energy*, Elsevier, 2021.

- National Renewable Energy Laboratory (NREL). *System Advisor Model (SAM) - Concentrating Solar Power Tower Model Documentation*. 2020. Accessed: 2026-04-10. Disponível em: <<https://sam.nrel.gov/>>.
- NEVES, L. *Brazil set to install 9.3 GW of solar in 2024, says Absolar*. 2023. Accessed: 2024-08-14. Disponível em: <<https://www.pv-magazine.com>>.
- NIELD, D. A.; BEJAN, A. et al. *Convection in porous media*. [S.l.]: Springer, 2006. v. 3.
- NISHIMURA, T.; BIAN, Y.; MATSUMOTO, Y.; KUNITSUGU, K. Fluid flow and mass transfer characteristics in a sinusoidal wavy-walled tube at moderate reynolds numbers for steady flow. *Heat and mass transfer*, Springer, v. 39, n. 3, p. 239–248, 2003.
- OKELLO, D.; NYDAL, O. J.; BANDA, E. J. Experimental investigation of thermal de-stratification in rock bed tes systems for high temperature applications. *Energy conversion and management*, Elsevier, v. 86, p. 125–131, 2014.
- PITZ-PAAL, R. Concentrating solar power. In: *Future Energy: Improved, Sustainable and Clean Options for Our Planet*. [S.l.]: Elsevier, 2020. p. 413–430.
- RABOACA, M. S.; BADEA, G.; ENACHE, A.; FILOTE, C.; RASOI, G.; RATA, M.; LAVRIC, A.; FELSEGHI, R. A. Concentrating solar power technologies. *Energies*, v. 12, n. 6, p. 1048, 2019.
- RICHMOND, D. J.; FORT, J. A.; SUFFIELD, S. R. Transient thermal modeling of the high burnup demonstration research project cask using star-ccm+ and cobra-sfs. *Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, 2021. Disponível em: <<https://doi.org/10.1115/PVP2021-62082>>.
- RUSH, T.; NEWELL, T.; JACOBI, A. An experimental study of flow and heat transfer in sinusoidal wavy passages. *International journal of heat and mass transfer*, Elsevier, v. 42, n. 9, p. 1541–1553, 1999.
- RUSS, G.; BEER, H. Heat transfer and flow field in a pipe with sinusoidal wavy surface—i. numerical investigation. *International journal of heat and mass transfer*, Elsevier, v. 40, n. 5, p. 1061–1070, 1997.
- SAHA, S. K.; DAS, R. B. Exergetic and performance analyses of two-layered packed bed latent heat thermal energy storage system. *International Journal of Energy Research*, Wiley Online Library, v. 44, n. 3, p. 2208–2225, 2020.
- SASIDHARAN, S.; DUTTA, P. Studies on thermal energy storage system with ceramic honeycomb channels. *Journal of Energy Storage*, Elsevier, v. 52, p. 104867, 2022.
- Siemens Digital Industries Software. *Simcenter STAR-CCM+ 2310 User Guide*. [S.l.], 2023. User Guide, Version 2310.
- SINGH, N.; KAUSHIK, S.; MISRA, R. Exergetic analysis of a solar thermal power system. *Renewable energy*, Elsevier, v. 19, n. 1-2, p. 135–143, 2000.
- THOMÉ, A. M. T.; SCAVARDA, L. F.; SCAVARDA, A. J. Conducting systematic literature review in operations management. *Production Planning & Control*, Taylor & Francis, v. 27, n. 5, p. 408–420, 2016.
- TIAN, Y.; ZHAO, C. Thermal and exergetic analysis of metal foam-enhanced cascaded thermal energy storage (mf-ctes). *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Elsevier, v. 58, n. 1-2, p. 86–96, 2013.

TORO, C.; ROCCO, M. V.; COLOMBO, E. Exergy and thermoeconomic analyses of central receiver concentrated solar plants using air as heat transfer fluid. *Energies*, MDPI, v. 9, n. 11, p. 885, 2016.

WANG, C.-C.; CHEN, C.-K. Forced convection in a wavy-wall channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 45, n. 12, p. 2587–2595, 2002. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(01\)00335-0](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00335-0).

ZUNFT, S.; HÄNEL, M.; KRÜGER, M.; DREIßIGACKER, V.; GÖHRING, F.; WAHL, E. Jülich solar power tower-experimental evaluation of the storage subsystem and performance calculation. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME*, v. 133, n. 3, 2011.

A - Modelos de turbulência: k - ε e k - ω SST

O modelo $k - \varepsilon$ utiliza a energia cinética turbulenta (k) e a taxa de dissipação (ε) para caracterizar a turbulência, assumindo que a viscosidade turbulenta é uma função dessas duas variáveis:

$$\nu_\mu = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{A.1})$$

Para estimar k e ε , as seguintes equações de transporte adicionais são formuladas:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (\text{A.2})$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (\text{A.3})$$

Os valores dos coeficientes, obtidos experimentalmente, são: $C_\mu = 0,09$, $C_{\varepsilon 1} = 1,44$, $C_{\varepsilon 2} = 1,92$, $C_{\sigma k} = 1,00$ e $C_\varepsilon = 1,30$.

O modelo $k - \varepsilon$ apresenta bons resultados para escoamentos em regiões de fluxo livre com altos números de Reynolds e gradientes de pressão relativamente baixos. No entanto, apresenta limitações sob gradientes de pressão adversos, regiões próximas a paredes e em escoamentos com curvaturas e geometrias complexas. Nesses casos, tende a subestimar a energia cinética turbulenta k na subcamada laminar. Apesar disso, é um modelo amplamente utilizado e objeto de diversas modificações para melhorar seu desempenho [Andersson et al. \(2011\)](#).

O modelo $k - \omega$ SST (Shear Stress Transport), desenvolvido por [Menter \(1992\)](#), combina os modelos $k - \omega$ e $k - \varepsilon$ para aproveitar suas vantagens: o $k - \omega$ é usado próximo às paredes devido à sua eficácia em regiões de baixa turbulência e baixo número de Reynolds, enquanto o $k - \varepsilon$ é aplicado em regiões de fluxo livre. A viscosidade turbulenta é determinada pela energia cinética turbulenta k e pela taxa de dissipação específica $\omega = \varepsilon/k$, que representa o inverso da escala de tempo de dissipação da turbulência.

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = P_k - \beta' \omega k + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\nu + \sigma_k \nu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \quad (\text{A.4})$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial \omega}{\partial x_i} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\nu + \sigma_\omega \nu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (\text{A.5})$$

Neste modelo, a viscosidade turbulenta é definida como uma função de alternância de acordo com a seguinte expressão:

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (\text{A.6})$$

onde a_1 é uma constante empírica e S é o módulo do tensor de deformação média, $S = \sqrt{S_{ij} S_{ij}}$, sendo $S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right)$.

O modelo distingue diferentes regiões com base na distância d em relação à parede e utiliza a abordagem k - ε ou k - ω para resolver o escoamento. Isso é controlado pelas funções F_1 e F_2 , definidas como:

$$F_1 = \tanh \left\{ \left[\min \left(\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega d_l}, \frac{500 \nu}{d^2 \omega} \right), \frac{4 \sigma_{\omega 2} k}{C_{Dk\omega} d^2} \right) \right]^4 \right\} \quad (\text{A.7})$$

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[\max \left(\frac{2 \sqrt{k}}{\beta' \omega d_l}, \frac{500 \nu}{d^2 \omega} \right) \right]^2 \right\} \quad (\text{A.8})$$

$$C_{Dk\omega} = \max \left(2 \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (\text{A.9})$$

$$P_k = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (\text{A.10})$$

B - Convergência de malha nas simulações CFD com STAR-CCM+

Para realizar uma análise de sensibilidade da malha do domínio em relação aos resultados finais da simulação, foi conduzido um estudo de convergência de malha. Para este propósito, adotou-se como condição de contorno o limite superior da faixa de escoamento estudada, testando-se diversas configurações de malha. Atenção especial foi dada à região de interface entre o fluido e o sólido, visando capturar com precisão os efeitos do comportamento do escoamento dentro da camada limite.

Neste estudo, não havia dados experimentais disponíveis para servir como referência direta para validação da malha geométrica. Portanto, foram seguidas as diretrizes gerais de boas práticas em relação à escolha do modelo de turbulência, configuração da malha e valores adequados de y^+ .

O modelo de turbulência escolhido foi o $k-\omega$ SST, conhecido por sua robustez na resolução da camada limite. Embora valores baixos de y^+ contribuam para melhor resolução próxima à parede, eles não são o único critério que determina a qualidade da malha nesta região. O número de camadas prismáticas e sua taxa de crescimento também são essenciais para representar com precisão os fenômenos que ocorrem na camada limite.

Com base nessas considerações, definiu-se uma configuração de malha com 10 camadas prismáticas adjacentes às superfícies sólidas, sem taxa de crescimento entre elas. Esta configuração garante que toda a camada limite esteja contida na região prismática, permitindo capturar com precisão a produção e dissipação de turbulência, contribuindo assim para a confiabilidade dos resultados da simulação.

A Tabela 9 resume os principais resultados e características das malhas testadas. O estudo iniciou-se com uma malha inicial exploratória, configurada para garantir que a camada prismática atendesse aos parâmetros recomendados, visando valores médios de y^+ próximos de 1 e valores máximos abaixo de 5.

Tabela 9 – Análise de sensibilidade da malha: parâmetros da rede e temperatura de saída.

Malha	Num. Cel. da grade	Camadas	y^+ Médio.	y^+ Máximo.	Temp. saída [K]
1	$1,67 \times 10^5$	5	2,787	5,884	338,507
2	$2,36 \times 10^5$	5	2,392	4,929	345,020
3	$4,30 \times 10^5$	5	1,900	3,967	354,090
4	$7,35 \times 10^5$	5	1,090	3,328	359,992
5	$9,57 \times 10^5$	5	1,270	2,695	359,767
6	$1,03 \times 10^6$	10	1,080	2,351	359,239
7	$1,10 \times 10^6$	10	1,409	3,011	360,330
8	$1,37 \times 10^6$	10	1,080	2,622	361,080
9	$1,93 \times 10^6$	10	0,846	2,051	360,694

Com base nesses critérios, a malha 4 foi identificada como satisfatória por apresentar boa convergência. A partir desta referência, foram testadas variações com diferentes níveis de refinamento e pequenas modificações na camada prismática. Malhas com menor número de células e valores de y^+ mais altos que a malha 4 apresentaram uma diminuição proporcional na temperatura de saída do fluido. Isso foi interpretado como resultado de uma resolução inadequada da subcamada laminar, comprometendo a modelagem da transferência de calor na interface fluido-parede. Esse comportamento foi evidente nas malhas 1, 2 e 3.

Por outro lado, o refinamento da malha 4 levou a diferenças menores nos resultados, mesmo com quase o dobro do número de células (como nas malhas 8 e 9), indicando que os ganhos adicionais em precisão eram marginais em comparação ao aumento do custo computacional. Assim, a malha 7 foi selecionada como a mais adequada para as simulações finais, oferecendo um bom equilíbrio entre precisão e eficiência computacional. A Figura 13 (no texto principal) apresenta a configuração da malha prismática e poliédrica da configuração 7, destacando o refinamento mais fino nas superfícies de interface fluido-sólido, incluindo a superfície transversal adiabática. Nas regiões do difusor (entrada e saída do canal), onde não se esperavam gradientes significativos de velocidade ou pressão, não foi aplicado refinamento local.

C - Convergência de malha do modelo de balanço de energia LTNE

Para garantir confiança nos resultados do modelo de balanço de energia LTNE, um teste de convergência de malha foi realizado semelhante à prática padrão em simulações CFD. Dada a natureza unidimensional do modelo simplificado, foi utilizada uma malha regular. Para determinar um espaçamento de malha adequado, foram realizadas simulações com aumento incremental no número de volumes de controle.

Os testes foram baseados em um TESS de 6 metros e um fluxo de massa de $G = 0,1 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, o caso de referência, partindo de uma temperatura inicial uniforme de $150 \text{ }^\circ\text{C}$ até o regime cíclico estacionário. A Figura 57 apresenta as distribuições de temperatura durante as fases de carregamento (Figura 57a) e descarregamento (Figura 57b) do ciclo inicial, o mais desafiador numericamente devido aos maiores gradientes de temperatura. Os resultados são mostrados para malhas com 50, 100 e 200 células.

É evidente que o aumento do número de células da malha leva à convergência dos resultados. As curvas para 100 e 200 células são quase indistinguíveis. Quantitativamente, a Tabela 10 lista as máximas diferenças de temperatura entre as malhas, que seguem a mesma tendência. Considerando que as variações de temperatura excedem $500 \text{ }^\circ\text{C}$, a malha de 100 células com desvio máximo inferior a 1% em relação ao caso de 200 células foi considerada um compromisso adequado entre precisão e custo computacional.

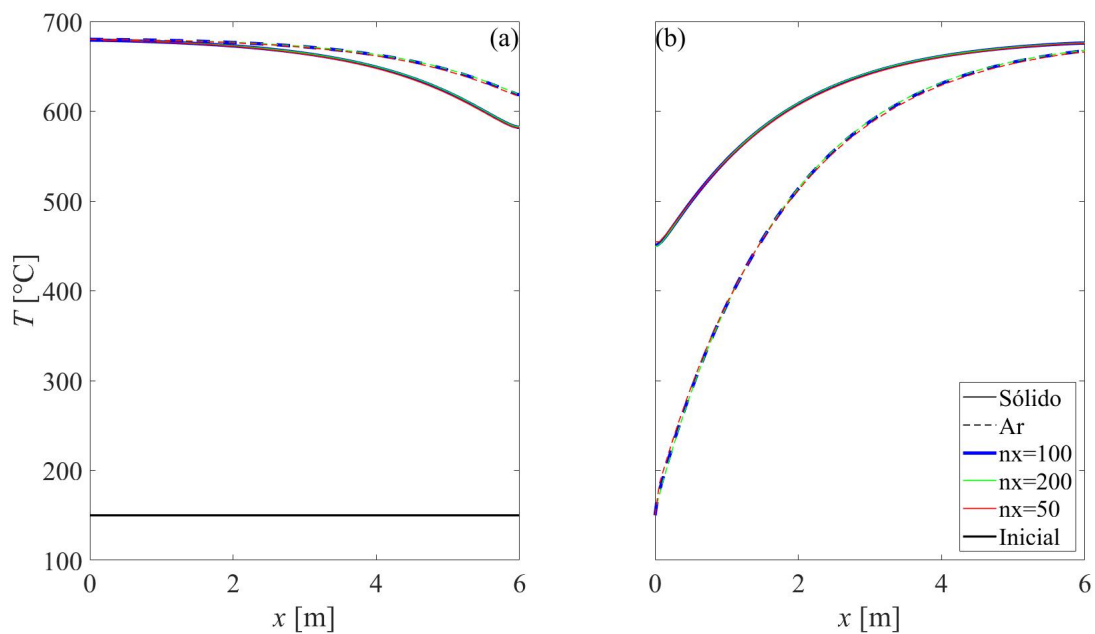


Figura 57 – Distribuição de temperatura durante as fases de carga e descarga do primeiro ciclo (estudo de convergência da rede).

Tabela 10 – Diferença máxima de temperatura entre simulações com número de células de grade.

Fase	$\Delta T_{\max}$ [K], Malha 50–100		$\Delta T_{\max}$ [K], Malha 100–200	
	Sólido	Ar	Sólido	Ar
Carregamento	1,51	1,63	0,77	0,83
Descarregamento	3,61	7,35	1,20	3,98