



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
ENGENHARIA MECÂNICA

Gabriel Costa Jacinto

**Análise termodinâmica de um sistema de cogeração híbrido
solar/biomassa**

Florianópolis
2026

Gabriel Costa Jacinto

**Análise termodinâmica de um sistema de cogeração híbrido
solar/biomassa**

Trabalho de conclusão de curso submetido
ao curso de Engenharia Mecânica do Cen-
tro Tecnológico da Universidade Federal de
Santa Catarina como requisito parcial para
a obtenção do título de Bacharel em Enge-
nharia Mecânica.

Orientador: Prof. Joel Boeng, Dr. Eng.

Florianópolis

2026

Ficha catalográfica gerada por meio de sistema automatizado gerenciado pela BU/UFSC.
Dados inseridos pelo próprio autor.

Jacinto, Gabriel Costa

Análise termodinâmica de um sistema de cogeração híbrido solar/biomassa / Gabriel Costa Jacinto ; orientador, Joel Boeng, 2026.

125 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2026.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Cogeração híbrida. 3. Energia solar concentrada. 4. Biomassa energética. 5. Modelagem termoenergética. I. Boeng, Joel. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Gabriel Costa Jacinto

Análise termodinâmica de um sistema de cogeração híbrido solar/biomassa

Este Trabalho Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica e aprovado em sua forma final pelo Curso de Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 06 de janeiro de 2026.



Documento assinado digitalmente

Antonio Carlos Valdiero

Data: 14/03/2026 11:25:49-0300

CPF: ***.227.377-**

Verifique as assinaturas em <https://v.ufsc.br>

Prof. Antonio Carlos Valdiero, Dr.Eng.
Coordenador do Curso
Banca Examinadora:



Documento assinado digitalmente

Joel Boeng

Data: 13/03/2026 10:28:20-0300

CPF: ***.587.559-**

Verifique as assinaturas em <https://v.ufsc.br>

Prof. Joel Boeng, Dr. Eng.
Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof(a). Edson Bazzo, Dr.Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Allan Ricardo Starke, Dr.Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Carlos Enrique Niño Bohórquez, Dr.Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Este trabalho é dedicado aos meus amados pais.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, gostaria de agradecer aos meus pais, Jorge e Elisa, pelo incentivo, pelos valores e pelo apoio incondicional, que possibilitaram a trajetória até aqui e trouxeram à minha vida alegria, curiosidade e visão.

À minha parceira, Beatrice, expresso minha profunda gratidão. Desde o início, ela foi fonte constante de inspiração e nunca hesitou em me acompanhar. Mesmo nos muitos finais de semana dedicados ao desenvolvimento e à finalização deste trabalho, esteve sempre ao meu lado.

Agradeço também ao corpo docente do curso de Engenharia Mecânica pelo incentivo à superação e por todo o conhecimento compartilhado ao longo da graduação. Em especial, sou grato aos professores doutores Edson Bazzo e Joel Boeng pelo apoio técnico e pelo incentivo.

O presente trabalho foi realizado com apoio financeiro do Programa de Recursos Humanos da Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis – PRH-ANP sob gestão da Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP), à qual registro meus sinceros agradecimentos pelo suporte concedido ao desenvolvimento desta pesquisa.

Aos meus amigos Gabriel Costa, Gustavo Crema, Henrique Carsten e Fernando Piccoli, agradeço por tornarem o ambiente universitário mais leve, descontraído e acolhedor. A Luiz Fonseca e Bernardo Teles, sou profundamente grato pela amizade e pela parceria duradoura que construímos desde os tempos de colégio.

A Deus devo toda gratidão, pelas bênçãos que coloca em minha vida e os desafios que fazem crescer. É Ele quem me guia e me dá propósito.

“O que há de ser feito, faça com coragem.”
Marco Aurélio

RESUMO

A crescente demanda por sistemas energéticos mais eficientes e sustentáveis tem impulsionado o desenvolvimento de plantas de cogeração híbridas, nas quais a integração entre energia solar concentrada e biomassa surge como alternativa promissora para a redução do consumo de combustível e aumento da eficiência global. Nesse contexto, este trabalho tem como objetivo modelar e analisar energeticamente uma planta híbrida solar-biomassa sem armazenamento térmico, avaliando o desempenho do campo solar, o comportamento térmico do receptor e sua integração com uma caldeira a biomassa sob diferentes condições de irradiação solar. Para isso, desenvolveu-se um modelo termoenergético quasi-estático e parametrizável, implementado em linguagem Python, capaz de representar as principais resistências térmicas do receptor e incorporar propriedades termofísicas dependentes da temperatura. A simulação anual foi realizada com base em dados meteorológicos reais, considerando operação em regime estacionário e demanda térmica constante, permitindo quantificar a influência da variabilidade solar sobre a carga da caldeira. Os resultados indicaram convergência adequada do modelo para valores coerentes com a literatura e evidenciaram que a integração do campo solar possibilita uma economia anual de biomassa da ordem de 17,4%, concentrada nos períodos de maior disponibilidade de irradiação solar. Adicionalmente, analisou-se o impacto do dimensionamento do campo solar em um cenário sem armazenamento térmico, mostrando que a ampliação além de certo limite não reduz significativamente a carga da caldeira e gera desperdício de energia. Evidenciando que a inclusão de sistemas de armazenamento é, portanto, estratégica para maximizar a fração solar e manter a estabilidade operacional.

Palavras-chave: energia solar concentrada; biomassa; cogeração híbrida; modelagem termoenergética.

ABSTRACT

The growing demand for more efficient and sustainable energy systems has driven the development of hybrid cogeneration plants, in which the integration of concentrated solar power and biomass emerges as a promising alternative to reduce fuel consumption and increase overall efficiency. In this context, this work aims to model and perform an energy analysis of a solar–biomass hybrid plant without thermal storage, evaluating the performance of the solar field, the thermal behavior of the receiver, and its integration with a biomass-fired boiler under different solar irradiation conditions. For this purpose, a quasi-static and parameterizable thermoenergetic model was developed and implemented in Python, capable of representing the main thermal resistances of the receiver and incorporating temperature-dependent thermophysical properties. An annual simulation was carried out using real meteorological data, assuming steady-state operation and constant thermal demand, which allowed the influence of solar variability on the boiler thermal load to be quantified. The results showed good convergence of the model and consistency with values reported in the literature, and demonstrated that the integration of the solar field enables an annual biomass saving of approximately 17.4%, mainly during periods of higher solar irradiation availability. Additionally, the impact of solar field sizing was analyzed in a scenario without thermal storage, showing that expansion beyond a certain limit does not significantly reduce boiler load and leads to energy waste. The inclusion of storage systems is therefore strategic to maximize the solar fraction and maintain operational stability.

Keywords: concentrated solar power; biomass; hybrid cogeneration; thermoenergetic modeling.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Custo da energia gerada por biomassa em diferentes localidades do mundo.	25
Figura 2 – Distribuição global da capacidade CSP (operacional e em construção).	34
Figura 3 – Evolução do LCOE das principais tecnologias renováveis (2010–2023).	35
Figura 4 – Evolução do custo instalado, fator de capacidade e LCOE da CSP (2010–2023).	36
Figura 5 – Esquema termodinâmico do sistema de cogeração híbrido solar-biomassa com ciclo Rankine de contrapressão.	52
Figura 6 – Mapa de radiação direta normal no Brasil.	55
Figura 7 – Curva de rendimento da caldeira à biomassa.	60
Figura 8 – Fluxo da modelagem termoenergética.	65
Figura 9 – Ângulo do sol relativo ao plano de abertura da calha parabólica.	71
Figura 10 – Perda por sombreamento entre fileiras de calhas.	76
Figura 11 – Seção transversal do receptor mostrando os pontos de temperatura e fluxos de calor.	78
Figura 12 – Rede de resistências térmicas equivalente do receptor.	79
Figura 13 – Esquema funcional da caldeira de recuperação	90
Figura 14 – Teste do coletor LS-2 na plataforma rotativa AZ-TRAK.	96
Figura 15 – Comparação das perdas térmicas entre simulação e teste SNL AZTRAK.	98
Figura 16 – Comparação da eficiência térmica entre simulação e teste SNL AZTRAK.	99

Figura 17 – Perfis do DNI para: (a) um dia ensolarado (03 de outubro); (b) um dia nublado (09 de fevereiro). . .	101
Figura 18 – Vazão mássica de vapor atendida pelo sistema híbrido: (a) dia ensolarado; (b) dia nublado. As áreas representam a participação do campo solar (laranja) e da caldeira (cinza).	101
Figura 19 – Perfil de temperatura do fluido térmico ao longo das unidades de coletores.	104
Figura 20 – Eficiência média mensal dos coletores solares. . .	105
Figura 21 – Produção mensal de energia útil pelo campo solar.	106
Figura 22 – Cobertura média de nuvens em Correntina (BA) ao longo do ano.	107
Figura 23 – Fração solar	108
Figura 24 – Economia de cavaco de eucalipto	109
Figura 25 – Carga da caldeira e sua eficiência ao longo dos meses.	109
Figura 26 – Carga da caldeira em função do tamanho do campo solar (número de SCAs).	112

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Principais tipos de biomassa e aplicações energéticas.	27
Tabela 2 – Propriedades físico-químicas dos cavacos de eucalipto.	29
Tabela 3 – Principais tecnologias de conversão térmica da biomassa.	30
Tabela 4 – Principais características do coletor <i>SkyFuel Sky-Trough</i>	57
Tabela 5 – Principais características do receptor <i>Schott PTR80</i> .	58
Tabela 6 – Parâmetros de projeto arbitrados	64
Tabela 7 – Variáveis meteorológicas de entrada utilizadas na simulação.	70
Tabela 8 – Variáveis necessárias do arquivo meteorológico para o cálculo dos ângulos solares.	72
Tabela 9 – Valores do caminho médio livre entre colisões moleculares para convecção molecular livre	82
Tabela 10 – Propriedades térmicas dependentes da temperatura e pontos de avaliação.	86
Tabela 11 – Condições termodinâmicas especificadas do ciclo Rankine.	88
Tabela 12 – Propriedades termodinâmicas nos pontos característicos do ciclo Rankine.	89
Tabela 13 – Parâmetros alterados na comparação do modelo. .	97
Tabela 14 – Cenários analisados para diferentes tamanhos de campo solar e seus impactos na operação da caldeira.	111

LISTA DE SÍMBOLOS

$\dot{q}$	Fluxo de calor
c_p	Calor específico a pressão constante
T_{amb}	Temperatura ambiente
ψ	Longitude geográfica
ω	Ângulo horário solar
δ	Ângulo de declinação solar
γ_{sol}	Ângulo de azimute solar
θ_e	Ângulo de elevação solar
ϕ	Latitude geográfica
θ_z	Ângulo zenital
θ	Ângulo de incidência da radiação no plano de abertura
η_{opt}	Eficiência óptica total do coletor
η_{IAM}	Fator IAM (incidence angle modifier)
η_{fim}	Fator de perdas de extremidade
η_{sombra}	Fator de sombreamento entre fileiras
ρ_{espelho}	Refletância do espelho parabólico
η_{sujeira}	Fator de sujeira
η_{rast}	Fator de rastreamento (perdas por erro de apontamento)
η_{geo}	Fator de perdas geométricas
L_{spacing}	Espaçamento entre fileiras de coletores
w	Largura de abertura do coletor
L_f	Distância média superfície–foco
A_{ap}	Área de abertura refletiva do coletor
τ	Transmitância óptica
R_a	Número de Rayleigh
Λ	Caminho médio livre molecular (convecção molecular livre)
k	Condutividade térmica
σ	Constante de Stefan–Boltzmann

ε	Emissividade
$\overline{\text{Nu}}$	Número de Nusselt
Re	Número de Reynolds
Pr	Número de Prandtl
ν	Viscosidade cinemática
T_{sky}	Temperatura efetiva do céu
L_{col}	Comprimento do conjunto de coletor
P	Pressão
s	Entropia específica
h	Entalpia específica
x	Título do vapor (fração mássica)
η_s	Eficiência isentrópica da turbina
ϵ_E	Eficácia do evaporador
ϵ_{SA}	Eficácia do superaquecedor
η_{caldeira}	Eficiência da caldeira
$\dot{m}_{\text{comb}}$	Vazão mássica de combustível
PCI	Poder calorífico inferior do cavaco

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	CONTEXTO E MOTIVAÇÃO	17
1.2	RELEVÂNCIA DO ESTUDO	18
1.3	DELIMITAÇÃO DO PROBLEMA E ESCOPO	19
1.4	OBJETIVOS	20
1.4.1	Objetivo geral	20
1.4.2	Objetivos específicos	20
1.5	HIPÓTESES E PRINCIPAIS SUPOSIÇÕES	20
1.6	METODOLOGIA	21
1.7	ESTRUTURA DO TRABALHO	23
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1	ENERGIA A PARTIR DA BIOMASSA	24
2.1.1	Principais resíduos e fontes	26
2.1.2	Propriedades relevantes	28
2.1.3	Tecnologias de conversão térmica	29
2.1.3.1	Combustão direta	30
2.1.3.2	Gaseificação	31
2.1.3.3	Pirólise	32
2.1.3.4	Co-firing	32
2.2	ENERGIA HELIOTÉRMICA (CSP)	33
2.2.1	Panorama e potencial solar no Brasil	36
2.2.2	Tipos convencionais de coletores	37
2.2.2.1	Calhas parabólicas (PTC)	38
2.2.2.2	Torres solares (SPT)	39
2.2.2.3	Linear Fresnel	40
2.2.2.4	Coletores disco parabólico (PDC)	41
2.2.3	Fluidos de transferência de calor	43
2.2.4	Armazenamento térmico (TES)	44

2.3	SOLAR HEAT FOR INDUSTRIAL PROCESSES (SHIP)	45
2.3.1	Faixas de temperatura para processos industriais	46
2.3.2	Estratégias de integração térmica em processos .	47
2.3.3	Barreiras técnicas e econômicas para adoção . .	47
2.4	USINAS HÍBRIDAS SOLAR-BIOMASSA	48
2.4.1	Configurações convencionais e topologias	48
2.4.2	Integração CSP-biomassa: vantagens e desafios .	50
2.4.3	Exemplos de usinas híbridas no mundo	51
3	DESCRIÇÃO DO SISTEMA PROPOSTO	52
3.1	DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DA CONFIGURAÇÃO AVALIADA	52
3.2	LOCALIZAÇÃO DA USINA	54
3.3	ESPECIFICAÇÕES DOS COMPONENTES E PA- RÂMETROS DE PROJETO	56
3.3.1	Campo Solar	56
3.3.2	Caldeira a Biomassa	59
3.3.3	Circuito de vapor de processo	60
3.3.4	Ciclo Rankine	61
3.4	PERFIL DE DEMANDA	62
3.5	PARÂMETROS DO SISTEMA	63
4	MODELAGEM MATEMÁTICA	65
4.1	MODELO CAMPO SOLAR	67
4.1.1	Dados Meteorológicos	69
4.1.2	Posição Relativa do Sol	71
4.1.3	Perdas nas Calhas	74
4.1.4	Fluxo térmico incidente no receptor	77
4.1.5	Tubo Receptor	77
4.1.5.1	Absorção de calor pelo envelope e pelo tubo receptor	79

4.1.5.2	Resistência de condução através do tubo (R_{23})	80
4.1.5.3	Resistência entre tubo e envelope ($R_{34, \text{tot}}$) . .	80
4.1.5.4	Resistência de condução através do envelope (R_{45})	83
4.1.5.5	Resistência convectiva entre envelope e ambi- ente (R_{56})	83
4.1.5.6	Resistência radioativa entre envelope e o céu (R_{57})	84
4.1.5.7	Fluxo térmico $\dot{q}_{12, \text{conv}}$ e a convergência	84
4.1.6	Potência térmica absorvida pelo fluido de trabalho	86
4.2	MODELO DO CICLO TERMODINÂMICO	87
4.2.1	Integração com o campo solar	89
4.2.2	Caldeira à cavaco de eucalipto	93
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	95
5.1	VALIDAÇÃO DO MODELO	95
5.1.1	Resultados da Validação e Discussão	97
5.2	COMPORTAMENTO DO MODELO	100
5.3	EFICIÊNCIA DO CAMPO E PRODUÇÃO DE ENER- GIA	102
5.4	FRAÇÃO SOLAR	107
5.5	CONSUMO DE BIOMASSA E EFICIÊNCIA DA CALDEIRA	108
5.6	IMPACTO DO DIMENSIONAMENTO DO CAMPO SOLAR	110
5.6.1	Resultados gerais	111
5.6.2	Caso em série com 12 SCAs	113
5.6.3	Conclusões e implicações da análise	113
6	CONCLUSÕES	115
6.1	TRABALHOS FUTUROS	117
	REFERÊNCIAS	118

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTO E MOTIVAÇÃO

O setor industrial brasileiro é caracterizado por uma elevada demanda por calor de processo, amplamente utilizada em operações como secagem, aquecimento, geração de vapor e cogeração de energia elétrica. De acordo com o Pesquisa Energética (2022), aproximadamente um terço do consumo final de energia no país está associado à indústria, sendo a maior parcela destinada à produção de energia térmica por meio da combustão de combustíveis fósseis e biomassa sólida. Historicamente, a biomassa de origem florestal, em especial o cavaco de eucalipto, tem desempenhado papel central nesse contexto, em função de sua ampla disponibilidade, custo competitivo e integração consolidada aos sistemas industriais brasileiros.

Entretanto, nos últimos anos, observa-se uma tendência de aumento no custo da biomassa florestal impulsionada pela elevação dos custos logísticos e a crescente concorrência com outros segmentos industriais e energéticos. Segundo a ResourceWise (2023) o custo do eucalipto subiu mais de 92% entre os primeiros trimestres de 2020 e 2023. Esse cenário reforça a necessidade de soluções que permitam reduzir o consumo específico de combustível sem comprometer a confiabilidade e a flexibilidade operacional dos sistemas térmicos industriais.

Paralelamente, o Brasil dispõe de localidades com alta radiação solar direta normal (Direct Normal Irradiance – DNI), com destaque para a região Nordeste, onde valores médios anuais elevados tornam tecnicamente atrativa a aplicação de tecnologias de energia solar concentrada (Concentrated Solar Power - CSP) (Pereira *et al.*, 2017). Diferentemente das tecnologias fotovoltaicas, os sistemas CSP são capazes de fornecer energia solar térmica em níveis de temperatura

compatíveis com processos industriais e com alta despachabilidade, o que amplia seu potencial de integração com ciclos termodinâmicos convencionais.

Nesse contexto, usinas híbridas solar-biomassa configuram-se como uma alternativa promissora para a redução do consumo de combustível, o aumento da eficiência energética global e a mitigação de emissões associadas à geração de calor e eletricidade. A operação híbrida permite que o campo solar contribua para a carga térmica do sistema sempre que houver disponibilidade de irradiação, enquanto a biomassa assegura a continuidade operacional em períodos de baixa ou inexistente radiação solar, preservando a confiabilidade do suprimento energético (Díaz Pérez, Álvaro Adolfo, 2024).

1.2 RELEVÂNCIA DO ESTUDO

Apesar do elevado potencial solar disponível, a adoção de sistemas heliotérmicos em aplicações industriais no Brasil ainda é incipiente. Assim, torna-se fundamental o desenvolvimento de modelos que avaliem o desempenho técnico e energético de configurações híbridas adaptadas à realidade nacional e que permitam analisar de forma integrada o comportamento do campo solar, dos componentes térmicos e do ciclo de vapor associado.

Dessa forma, este trabalho busca contribuir para a redução dessa lacuna ao implementar e analisar um modelo termoenergético completo de um sistema de cogeração híbrido biomassa-solar sem armazenamento térmico. Contemplando, assim, a modelagem óptica e térmica do campo solar, bem como a análise do ciclo Rankine associado, em diferentes condições operacionais.

1.3 DELIMITAÇÃO DO PROBLEMA E ESCOPO

Este estudo concentra-se na análise energética de um sistema híbrido sem armazenamento térmico, composta por um campo solar de coletores parabólicos, um receptor tubular com modelagem detalhada das perdas térmicas, uma caldeira a cavaco de eucalipto, operando em paralelo ao campo solar e um ciclo Rankine responsável pela geração de vapor de processo e energia elétrica suplementar. A escolha desses elementos reflete a intenção de avaliar a integração entre tecnologias consolidadas (biomassa e ciclo Rankine) e sistemas heliotérmicos, considerando aspectos termodinâmicos e operacionais.

O escopo do trabalho restringe-se à análise energética do sistema híbrido, não contemplando avaliações econômicas completas (CAPEX/OPEX), análise de ciclo de vida, degradação de materiais ou estratégias avançadas de controle. O objetivo concentra-se na investigação do comportamento termodinâmico e da eficiência do sistema sob diferentes condições de irradiação solar, permitindo avaliar exclusivamente os efeitos energéticos da integração entre biomassa e tecnologia heliotérmica.

A operação simulada utiliza dados meteorológicos de um ano inteiro, com resolução de 10 minutos, e considera uma demanda térmica constante de processo. Essa simplificação permite avaliar o potencial técnico da hibridização sem a influência de flutuações sazonais de carga ou estratégias dinâmicas de despacho, que poderiam mascarar os efeitos diretos da integração solar. Embora essas hipóteses limitem a generalização dos resultados, elas são adequadas para estabelecer uma base sólida para estudos futuros que incorporem variáveis econômicas, ambientais e de controle avançado.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo geral

Modelar e analisar energeticamente um sistema híbrido solar-biomassa, avaliando o desempenho do campo solar, o comportamento térmico do receptor e a integração com a caldeira de biomassa sob diferentes condições de irradiação.

1.4.2 Objetivos específicos

- Desenvolver a modelagem matemática do campo solar, incluindo cálculo do ângulo de incidência, rastreamento, eficiência óptica total e perdas individuais.
- Integrar a caldeira a biomassa ao modelo, utilizando cavaco de eucalipto e curva experimental de eficiência.
- Simular o ciclo Rankine acoplado ao sistema para determinar o balanço energético e a produção de vapor.
- Avaliar o impacto da radiação solar sobre a carga da caldeira e o consumo de biomassa.
- Quantificar a economia anual de combustível possibilitada pela hibridização.
- Investigar o impacto do dimensionamento do campo solar sobre a carga da caldeira e a eficiência do sistema em cenários sem armazenamento térmico.

1.5 HIPÓTESES E PRINCIPAIS SUPOSIÇÕES

Para simplificar a modelagem e reduzir a complexidade computacional, foram adotadas hipóteses que permitem representar o com-

portamento médio do sistema sem comprometer a análise energética. As principais suposições são:

- Operação em regime estacionário para cada segundo.
- Propriedades termofísicas avaliadas na temperatura média de cada nó.
- Geometria do receptor representada por corte transversal simplificado.
- Desconsidera-se inércia térmica e dinâmica transiente do fluido.
- Demanda térmica constante de 2 MW_t .

Essas hipóteses foram adotadas para manter o foco na análise energética e na integração entre as fontes solar e biomassa. Embora limitem a representação de fenômenos dinâmicos e variações operacionais, são adequadas para estudos preliminares e fornecem base para trabalhos futuros com maior detalhamento.

1.6 METODOLOGIA

A metodologia adotada foi estruturada em etapas sequenciais para garantir coerência entre a modelagem física, a implementação computacional e a análise energética do sistema híbrido. Inicialmente, realizou-se o levantamento dos dados necessários à simulação, incluindo informações meteorológicas provenientes de arquivos TMY (*Typical Meteorological Year*), parâmetros geométricos do campo solar, características ópticas dos coletores e propriedades termofísicas dos materiais do receptor.

Na etapa seguinte, desenvolveu-se a modelagem física do sistema. Para o campo solar de calhas parabólicas, foram aplicadas equações para cálculo da posição solar, ângulo de incidência e eficiência

óptica global, considerando fatores como efeito de cosseno, refletividade, acúmulo de sujeira e erros geométricos. O receptor tubular foi representado por um modelo nodal simplificado, capaz de descrever os mecanismos de condução, convecção e radiação entre o tubo absorvedor, o envelope de vidro e o ambiente. Essa abordagem exigiu um processo iterativo para determinação das temperaturas, devido à dependência das propriedades termofísicas em relação à temperatura. A caldeira a biomassa foi incorporada como fonte complementar, utilizando uma curva experimental de eficiência em função da carga térmica fornecida por Álvaro A. Díaz Pérez *et al.* (2023).

A implementação computacional foi realizada em linguagem Python, com estrutura modular composta por classes específicas para cada subsistema e rotinas auxiliares para interpolação de propriedades, cálculo de resistências térmicas, integração temporal e gerenciamento dos dados meteorológicos. As equações diferenciais que descrevem a evolução térmica do fluido de transferência (HTF) foram resolvidas por método semi-analítico, buscando equilíbrio entre estabilidade numérica e custo computacional.

Com o modelo físico e numérico definido, procedeu-se à simulação do sistema híbrido, utilizando dados meteorológicos com resolução temporal de 10 minutos. Em cada passo de tempo, o modelo atualiza a posição solar, calcula o calor incidente, determina o fluxo absorvido pelo receptor, resolve o balanço térmico e estima a contribuição solar disponível. A carga complementar da caldeira é ajustada para atender à demanda térmica do processo, permitindo quantificar a participação relativa de cada fonte energética.

Por fim, os resultados foram analisados com base em indicadores de desempenho, como eficiência óptica mensal do campo solar, potência térmica entregue pelo receptor, fator de carga da caldeira e economia de combustível associada à hibridização. Essa análise pos-

sibilitou avaliar a influência da irradiação solar sobre a operação do sistema e estimar a redução no consumo de biomassa.

1.7 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho está organizado em seis capítulos, cada um com uma função específica na construção da pesquisa. O **Capítulo 1** apresenta a introdução, incluindo o contexto, a motivação, os objetivos e a metodologia geral adotada. Em seguida, o **Capítulo 2** reúne a revisão bibliográfica, abordando conceitos fundamentais sobre biomassa, tecnologias de concentração solar (CSP) e diferentes configurações de sistemas híbridos. O **Capítulo 3** descreve detalhadamente os sistemas propostos, incluindo o diagrama esquemático da configuração avaliada, a filosofia de integração térmica e as especificações dos principais componentes. No **Capítulo 4**, é apresentada a modelagem termoenergética do sistema híbrido, contemplando os aspectos ópticos, térmicos e de integração com o ciclo de vapor. O **Capítulo 5** discute os resultados obtidos nas simulações, incluindo análise de eficiência, impacto da irradiação solar, economia de combustível e efeitos do dimensionamento do campo solar. Por fim, o **Capítulo 6** apresenta as conclusões do estudo e as perspectivas para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta a fundamentação teórica necessária para a compreensão e o desenvolvimento do modelo proposto neste trabalho. Inicialmente, são revisados os principais conceitos relacionados à cogeração de energia e aos ciclos termodinâmicos empregados em sistemas de geração combinada de potência e calor. Em seguida, são abordados os princípios de funcionamento das tecnologias solares térmicas, com ênfase nos coletores cilindro-parabólicos, bem como os aspectos fundamentais associados ao uso da biomassa como fonte energética. Por fim, são discutidos trabalhos e configurações de sistemas híbridos solar/biomassa encontrados na literatura, estabelecendo a base conceitual para a modelagem e a análise termodinâmica do sistema estudado.

2.1 ENERGIA A PARTIR DA BIOMASSA

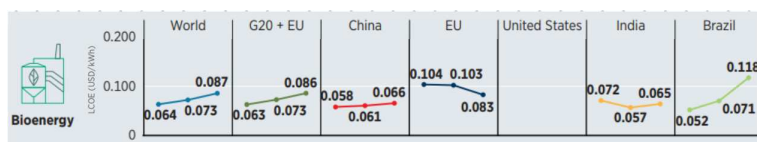
A biomassa é uma das fontes renováveis mais tradicionais de energia, utilizada desde os primórdios da civilização humana, inicialmente para aquecimento, cocção e pequenas atividades artesanais. Com o avanço das tecnologias termoenergéticas, passou a desempenhar papel relevante também na geração de calor industrial e eletricidade. Segundo a Agência Internacional de Energia (Agency, 2023), a biomassa moderna representa aproximadamente 5% da matriz energética mundial, destacando-se principalmente nos setores industriais que demandam calor de processo.

No Brasil, sua importância é ainda maior: o Balanço Energético Nacional (Pesquisa Energética, 2024) indica que mais de 32% da matriz energética nacional é composta por biomassa, em grande parte proveniente da cana-de-açúcar (bagaço e palha), da madeira de reflorestamento e do licor preto gerado na indústria de celulose.

Essa elevada participação se deve não apenas à vocação agroindustrial do país, mas também à robusta infraestrutura já consolidada para o aproveitamento energético desses resíduos.

Do ponto de vista ambiental, a biomassa oriunda de sistemas sustentáveis é considerada uma fonte neutra em carbono no longo prazo, visto que o CO_2 liberado na combustão foi previamente absorvido durante o crescimento da planta. Contudo, essa neutralidade depende de práticas de manejo adequadas, como cultivo em áreas já antropizadas, evitar desmatamento e assegurar balanço adequado entre remoção e reposição de nutrientes no solo.

Sob a perspectiva econômica, a biomassa apresenta elevada competitividade em países com ampla disponibilidade de resíduos agrícolas e florestais, reduzindo a dependência de combustíveis fósseis. Ainda assim, como mostra a Figura 1 o custo nivelado da energia (LCOE) - métrica que expressa o custo total de geração por unidade de energia produzida ao longo da vida útil de um empreendimento — da eletricidade gerada por biomassa no Brasil vem aumentando nos últimos anos e superando levemente a média global, reflexo de pressões logísticas, custos de transporte e maior competição com setores industriais que também utilizam das fontes.



Fonte: Irena (2025)

Figura 1 – Custo da energia gerada por biomassa em diferentes localidades do mundo.

Apesar do aumento do custo nivelado de energia, o relatório da EPE (Pesquisa Energética, 2024) evidencia que a participação da

bioeletricidade na matriz elétrica cresceu entre 2023 e 2024, acompanhando a expansão da produção agrícola e florestal.

2.1.1 Principais resíduos e fontes

A biomassa compreende materiais orgânicos de origem vegetal ou animal, incluindo resíduos agroindustriais, florestais e urbanos, que podem ser utilizados como fonte energética. Esses materiais armazenam energia química proveniente da fotossíntese, a qual pode ser liberada por processos termoquímicos, como combustão, gaseificação e pirólise (Cortez *et al.*, 2008).

No Brasil, a disponibilidade de biomassa é favorecida pelas condições edafoclimáticas e pela relevância do setor agroindustrial, com destaque para a cadeia sucroenergética. Segundo a ANEEL (2021) as usinas termelétricas a biomassa representam aproximadamente 8,8% da capacidade instalada da matriz elétrica nacional, com predominância do bagaço de cana-de-açúcar e de resíduos florestais. Em particular, o bagaço de cana responde por parcela substancial da potência instalada, enquanto licor negro, cavacos de madeira e resíduos sólidos urbanos (RSU) complementam a oferta. Em termos de conversão termoeleétrica, a biomassa é majoritariamente empregada em ciclos de potência (Rankine, Brayton, Otto e Diesel), em função do estado físico do combustível e da tecnologia de conversão disponível (Díaz Pérez, Álvaro Adolfo, 2024; Pesquisa Energética (EPE), 2018).

A classificação dos recursos energéticos de biomassa pode ser feita por diferentes critérios. Nogueira e Lora (2003) propõem três grupos principais: *dendrocombustíveis*, *agrocombustíveis* e *resíduos urbanos e industriais*.

Os *dendrocombustíveis* incluem madeira, lenha, cavacos e resíduos florestais, além de subprodutos industriais como o licor negro. Os *agrocombustíveis* abrangem resíduos agrícolas e agroindustriais (ba-

gaço de cana, palha, casca de arroz, capim-elefante etc.). Por fim, os *resíduos urbanos e industriais* incluem RSU, lodos e biogás, bem como combustíveis derivados de resíduos.

Sob a ótica regulatória da geração elétrica no Brasil, a ANEEL agrupa as fontes de biomassa em quatro classes: *agroindustriais*, *florestais*, *resíduos animais* e *resíduos sólidos urbanos*. Essa classificação, aplicada à matriz de geração, reflete a diversidade de matérias-primas, rotas tecnológicas e aplicações em usinas de cogeração e termelétricas dedicadas (ANEEL, 2021; Pesquisa Energética (EPE), 2021). A Tabela 1 resume os principais tipos de biomassa e suas aplicações energéticas típicas.

Grupo	Exemplos	Aplicações típicas
Agroindustriais	Bagaço de cana-de-açúcar, palhas diversas, casca de arroz, capim-elefante	Geração elétrica e cogeração em ciclo Rankine (caldeiras de grelha/leito fluidizado)
Florestais	Cavacos de madeira, lenha, resíduos florestais, licor negro (indústria de celulose e papel)	Cogeração e vapor de processo; geração elétrica em ciclo Rankine
Resíduos animais	Biogás de dejetos (suinocultura, bovinocultura, avicultura)	Motores ciclo Otto/Diesel, micro-turbinas, caldeiras a gás
Resíduos sólidos urbanos	RSU (combustível derivado de resíduos, biogás de aterro, lodos)	Termelétricas com combustão direta, gaseificação; motores a gás e turbinas

Tabela 1 – Principais tipos de biomassa e aplicações energéticas.

Em síntese, a diversidade de fontes de biomassa no Brasil, com destaque para bagaço de cana, cavacos de madeira e licor negro, associada à maturidade tecnológica das rotas termoeletricas, sustenta a relevância estratégica dessa fonte na matriz elétrica e em aplicações de calor de processo. A escolha da matéria-prima, todavia, deve considerar disponibilidade, sazonalidade, logística, propriedades físico-

químicas e requisitos específicos das tecnologias de conversão.

2.1.2 Propriedades relevantes

As características físico-químicas da biomassa determinam seu comportamento nos processos de conversão térmica e influenciam diretamente a eficiência, a estabilidade da combustão e os requisitos de projeto dos equipamentos. Entre as propriedades mais importantes destacam-se: teor de umidade, poder calorífico, teor de cinzas e composição elementar.

O teor de umidade é um dos parâmetros mais críticos, pois afeta o poder calorífico efetivo e a temperatura de combustão. Biomassas com elevada umidade exigem maior energia para evaporação da água, reduzindo a eficiência global do processo. Em sistemas industriais, recomenda-se que a umidade seja reduzida por secagem ou mistura com combustíveis mais secos para evitar instabilidades na combustão.

O poder calorífico inferior (PCI) é utilizado para cálculos de eficiência em caldeiras e sistemas de cogeração. Para biomassa sólida, o PCI depende da umidade e da composição elementar. Por exemplo, cavacos de eucalipto apresentam PCI médio de aproximadamente 9,5 MJ/kg em base úmida, enquanto o poder calorífico superior (PCS) em base seca pode atingir 17,3 MJ/kg segundo Álvaro Adolfo Díaz Pérez (2024). Esses valores são típicos para biomassas lenhosas, que possuem maior densidade energética em comparação com resíduos agrícolas. As propriedades relevantes do cavaco de eucalipto são apresentadas na Tabela 2.

O teor de cinzas influencia a formação de escórias, incrustações e corrosão nas superfícies de troca térmica. Biomassas lenhosas apresentam baixos teores de cinzas (inferiores a 1%), enquanto resíduos agrícolas podem atingir valores superiores a 5%. Essa diferença impacta diretamente na frequência de limpeza dos trocadores e na

durabilidade dos componentes.

A composição elementar (C, H, O, N, S) determina o comportamento da biomassa na combustão e as emissões associadas. Em geral, biomassas lenhosas possuem alto teor de carbono (45–50%) e oxigênio (40–45%), com baixos teores de nitrogênio e enxofre, o que contribui para menores emissões de NO_x e SO_2 . A Tabela 2 apresenta valores típicos para cavacos de eucalipto, conforme análise imediata e elementar realizada por (Díaz Pérez, Álvaro Adolfo, 2024).

Propriedade	Valor
Poder calorífico superior (base seca)	17327 kJ/kg
Poder calorífico inferior (base úmida)	9486 kJ/kg
Umidade	33,75%
Matéria volátil (base seca)	86,85%
Carbono fixo (base seca)	12,53%
Cinzas (base seca)	0,62%
Carbono	47,87%
Hidrogênio	8,08%
Nitrogênio	0,02%
Enxofre	0,03%
Oxigênio (por diferença)	43,38%

Fonte: Adaptado de Álvaro Adolfo Díaz Pérez (2024).

Tabela 2 – Propriedades físico-químicas dos cavacos de eucalipto.

2.1.3 Tecnologias de conversão térmica

A conversão térmica da biomassa consiste na transformação da energia química contida no combustível em calor, geralmente por meio de processos termoquímicos. Esse calor é utilizado para geração de vapor em ciclos de potência ou para aquecimento direto em processos industriais. As principais rotas tecnológicas são: combustão, gaseificação, pirólise e co-firing. A Tabela 3 mostra um resumo dessas

principais tecnologias.

Tecnologia	Descrição	Aplicações típicas
Combustão direta	Oxidação completa da biomassa com excesso de ar; geração de calor para vapor	Usinas termelétricas, cogeração
Gaseificação	Oxidação parcial para produção de syngas (CO, H ₂ , CH ₄)	Motores, turbinas, síntese química
Pirólise	Decomposição térmica sem oxigênio; gera bio-óleo, carvão e gases	Produção de combustíveis líquidos, carvão vegetal
Co-firing	Queima conjunta de biomassa e carvão em caldeiras existentes	Redução de emissões em termelétricas a carvão

Fonte: Adaptado de Vakkilainen (2017).

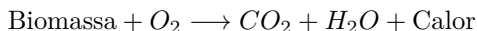
Tabela 3 – Principais tecnologias de conversão térmica da biomassa.

A escolha da tecnologia depende de fatores como disponibilidade e características da biomassa, escala da usina, requisitos de eficiência e restrições ambientais. Combustão direta é preferida em usinas de grande porte com suprimento contínuo, enquanto gaseificação e pirólise são mais indicadas para aplicações que demandam maior flexibilidade ou produção de combustíveis intermediários.

2.1.3.1 Combustão direta

A combustão é a tecnologia mais consolidada para aproveitamento energético da biomassa, representando a maior parte das usinas em operação no Brasil e no mundo. O processo ocorre pela oxidação

completa do combustível em presença de excesso de ar, liberando calor que é transferido para um fluido de trabalho, normalmente água, em caldeiras. A reação global pode ser representada por:

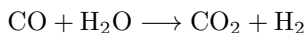
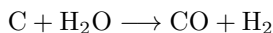


As caldeiras para biomassa podem empregar diferentes sistemas de alimentação e queima, como grelha fixa, grelha móvel e leito fluidizado. O leito fluidizado destaca-se pela maior eficiência térmica e melhor controle de emissões, permitindo queima de combustíveis com maior teor de umidade e granulometria variada. A simplicidade operacional e a maturidade tecnológica tornam a combustão a opção predominante em usinas termelétricas e sistemas de cogeração, especialmente em usinas de grande porte com suprimento contínuo de biomassa.

Entre as vantagens da combustão direta estão a robustez tecnológica, a ampla disponibilidade de equipamentos e a facilidade de integração com ciclos Rankine. Como limitações, destacam-se a necessidade de controle rigoroso da umidade do combustível, a formação de escórias e incrustações em caldeiras e as emissões de material particulado e NO_x , que exigem sistemas de tratamento de gases.

2.1.3.2 Gaseificação

A gaseificação converte a biomassa em um gás combustível (syngas), composto principalmente por CO , H_2 e CH_4 , por meio de uma oxidação parcial em condições controladas de temperatura e agente gasificante (ar, oxigênio ou vapor). As reações principais incluem:



O syngas pode ser utilizado em motores, turbinas ou processos químicos, como síntese de combustíveis líquidos. Essa rota apresenta maior eficiência potencial em comparação à combustão direta, especialmente quando integrada a ciclos combinados (IGCC). No entanto, requer maior controle operacional, pré-tratamento do combustível e sistemas de limpeza do gás para remoção de alcatrões e partículas.

2.1.3.3 Pirólise

A pirólise é a decomposição térmica da biomassa na ausência de oxigênio, produzindo três frações: bio-óleo, carvão vegetal e gases não condensáveis. A distribuição dos produtos depende da temperatura e do tempo de residência. A pirólise lenta favorece a produção de carvão vegetal, enquanto a pirólise rápida maximiza a produção de bio-óleo, que pode ser utilizado como combustível líquido ou matéria-prima para refino.

O bio-óleo apresenta densidade energética superior à biomassa original e pode ser armazenado e transportado com maior facilidade, embora possua alta acidez e instabilidade química, exigindo processos de upgrading. Essa tecnologia é promissora para aplicações descentralizadas e para integração com processos químicos, mas ainda enfrenta desafios relacionados à viabilidade econômica e à padronização do produto.

2.1.3.4 Co-firing

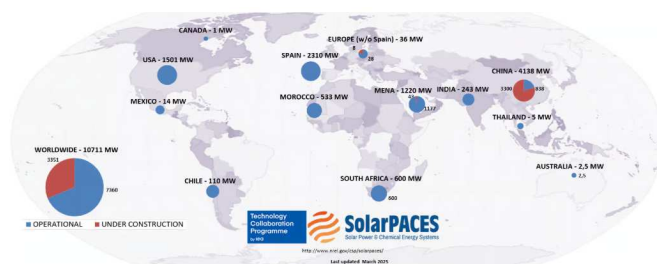
O co-firing consiste na queima conjunta de biomassa com combustíveis fósseis, geralmente carvão mineral, em caldeiras existentes. Essa estratégia permite reduzir emissões de CO₂ e aproveitar infraestrutura instalada, com investimentos relativamente baixos. A proporção de biomassa pode variar de 5% a 20% em massa, dependendo das características do combustível e das adaptações realizadas no sistema.

O co-firing é considerado uma solução de transição para descarbonização parcial de termelétricas convencionais.

2.2 ENERGIA HELIOTÉRMICA (CSP)

A energia heliotérmica, também conhecida como *Concentrated Solar Power* (CSP), consiste na conversão da radiação solar direta em energia térmica por meio de sistemas ópticos que concentram a luz em um receptor. Essa energia térmica é utilizada para aquecimento de fluidos e posterior geração de eletricidade em ciclos termodinâmicos, geralmente Rankine ou Brayton. Diferentemente da geração fotovoltaica, a tecnologia CSP permite integração com armazenamento térmico, conferindo maior flexibilidade operacional e capacidade de despacho, característica que a torna particularmente atrativa para sistemas elétricos que demandam geração firme e estável.

Em março de 2025, a capacidade global instalada de CSP atingiu aproximadamente **10,7 GW**, dos quais 7,36 GW estão operacionais e 3,35 GW em construção, distribuídos em mais de 20 países (SolarPACES, 2025). A China lidera com 4,14 GW, seguida por Espanha (2,31 GW) e Estados Unidos (1,50 GW). Regiões do Oriente Médio e Norte da África (MENA) somam cerca de 1,22 GW, enquanto Marrocos e África do Sul possuem 533 MW e 600 MW, respectivamente. Outros mercados relevantes incluem Índia (243 MW) e Chile (110 MW), além de projetos menores em México, Tailândia, Austrália e Canadá. A Figura 2 apresenta a distribuição geográfica das usinas CSP no mundo.

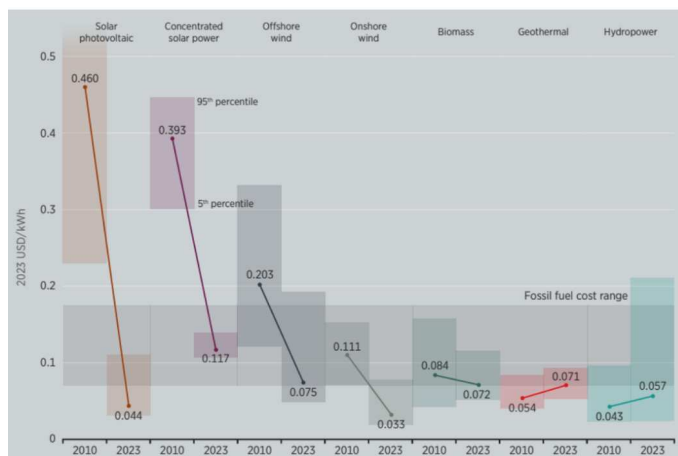


Fonte: SolarPACES (2025).

Figura 2 – Distribuição global da capacidade CSP (operacional e em construção).

O potencial técnico da CSP está diretamente associado à disponibilidade de radiação solar direta normal (*Direct Normal Irradiance* – DNI). Regiões com valores superiores a $2.000 \text{ kWh/m}^2/\text{ano}$ são consideradas ideais para implantação de usinas CSP. Entre as áreas mais favoráveis destacam-se o Norte da África, Oriente Médio, sudoeste dos Estados Unidos, norte do Chile, Austrália e partes da China e Índia. O Brasil apresenta zonas promissoras no semiárido nordestino, com valores de DNI comparáveis aos melhores sítios internacionais, embora ainda não existam usinas comerciais no país.

Apesar do potencial, a CSP enfrenta desafios relacionados ao custo e à competitividade frente à geração fotovoltaica. A Figura 3 mostra a evolução do custo nivelado de eletricidade (LCOE) das principais tecnologias renováveis entre 2010 e 2023. Observa-se que a CSP reduziu seu LCOE de cerca de $0,39 \text{ US\$/kWh}$ para $0,12 \text{ US\$/kWh}$ no período, uma queda de 69%, mas ainda permanece acima da fotovoltaica, que atingiu valores próximos de $0,04 \text{ US\$/kWh}$. Essa diferença explica a menor difusão da CSP, embora sua capacidade de armazenamento térmico e despacho controlado ofereça vantagens em mercados que valorizam flexibilidade e estabilidade da rede.



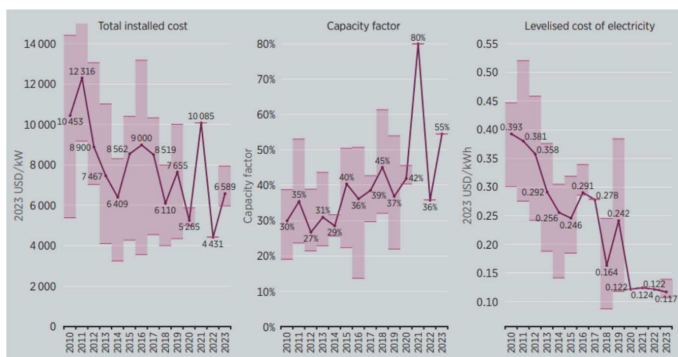
Fonte: IRENA (2024).

Figura 3 – Evolução do LCOE das principais tecnologias renováveis (2010–2023).

Além da redução do *Levelized Cost of Energy* (LCOE), outros indicadores evidenciam a evolução tecnológica dos sistemas de energia solar concentrada (CSP). A Figura 4 apresenta a tendência do custo instalado, fator de capacidade e LCOE da tecnologia entre 2010 e 2023. Nota-se que o fator de capacidade pode atingir valores superiores a 50%, chegando a 80% em usinas com armazenamento térmico de longa duração, o que representa uma vantagem significativa frente às fontes intermitentes convencionais. O fator de capacidade é definido como a razão entre a energia elétrica efetivamente gerada por uma usina ao longo de um determinado período e a energia máxima que poderia ser produzida caso a unidade operasse continuamente à sua potência nominal durante esse mesmo intervalo de tempo.

Essa característica, aliada à possibilidade de integração com sistemas híbridos e armazenamento de longa duração, posiciona a CSP como uma tecnologia complementar à geração fotovoltaica, especial-

mente em regiões com alta disponibilidade de DNI.



Fonte: IRENA (2023)

Figura 4 – Evolução do custo instalado, fator de capacidade e LCOE da CSP (2010–2023).

2.2.1 Panorama e potencial solar no Brasil

O Brasil apresenta condições favoráveis para a geração heliotérmica, especialmente na região semiárida do Nordeste, onde os valores de irradiância direta normal (*Direct Normal Irradiance* – DNI) variam entre 1.900 e 2.300 kWh/m²/ano. Estados como Bahia, Piauí e Pernambuco concentram as áreas mais promissoras, com disponibilidade de grandes extensões de terreno e baixa cobertura de nuvens, fatores essenciais para viabilidade técnica da CSP.

Apesar do elevado potencial, não existem usinas comerciais de CSP em operação no Brasil até o momento. As principais barreiras incluem o alto custo de implantação, ausência de políticas específicas para a tecnologia e a predominância de outras fontes renováveis mais competitivas, como fotovoltaica e eólica. A Figura 2, apresentada anteriormente, evidencia que os países líderes em CSP estão localizados em regiões com características semelhantes às encontradas no

semiárido brasileiro, reforçando a viabilidade técnica, mas também a necessidade de um ambiente regulatório favorável.

Estudos conduzidos pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE) indicam que a CSP pode desempenhar papel estratégico na matriz elétrica nacional, especialmente em cenários de alta penetração de fontes intermitentes, devido à sua capacidade de armazenamento térmico e despacho controlado (Pesquisa Energética (EPE), 2018). Além disso, a integração da CSP com processos industriais de alta demanda térmica, como produção de cimento e siderurgia, representa uma oportunidade para reduzir emissões e aumentar a eficiência energética.

Perspectivas futuras incluem projetos piloto e estudos de hibridização com biomassa, visando reduzir custos e aumentar a confiabilidade do suprimento. A adoção de tecnologias como coletores Linear Fresnel, que apresentam menor custo de implantação, pode acelerar a introdução da CSP no país, especialmente em aplicações de calor de processo e geração distribuída.

2.2.2 Tipos convencionais de coletores

As tecnologias CSP utilizam sistemas de concentração solar para aquecer um fluido de trabalho, tipicamente óleo sintético, sais fundidos, água/vapor ou, em pesquisas, partículas sólidas e metais líquidos — que por sua vez aciona um ciclo termodinâmico (Rankine ou Brayton) e, quando aplicável, é acoplado a armazenamento térmico (*Thermal Energy Storage* – TES). A arquitetura ótima da usina depende do recurso de radiação direta normal (*Direct Normal Irradiance* – DNI), da temperatura e pressão alvo do fluido de trabalho, da escolha do receptor e dos materiais, da integração com o TES e da estratégia de operação (pura solar, híbrida ou com apoio), fatores que impactam o desempenho, a disponibilidade e o custo nivelado de eletricidade (*Levelized Cost of Energy* – LCOE) (Khan, M. *et al.*, 2023).

Dentre as tecnologias mais usuais destacam-se quatro configurações principais: calhas parabólicas (*Parabolic Trough Collector* – PTC), torres solares (*Solar Power Tower* – SPT), refletores lineares Fresnel (*Linear Fresnel Reflector* – LFR) e coletores disco parabólico (*Parabolic Dish Collector* – PDC). Cada uma apresenta características distintas quanto à temperatura de operação, complexidade construtiva, eficiência óptica e custo.

2.2.2.1 Calhas parabólicas (PTC)

As calhas parabólicas constituem a tecnologia CSP mais consolidada comercialmente, respondendo por cerca de 80% da capacidade instalada mundial, segundo M. Khan *et al.* (2023). Seu princípio de funcionamento baseia-se na concentração linear da radiação solar: espelhos parabólicos dispostos em fileiras rastreiam o sol em um único eixo e refletem a luz para um tubo receptor localizado no foco da parábola. Esse tubo é geralmente evacuado para reduzir perdas convectivas e possui revestimentos seletivos que maximizam a absorptância solar e minimizam a emissividade térmica. No interior do receptor circula o fluido de trabalho, que pode ser óleo sintético, água/vapor em sistemas de geração direta ou sais fundidos em configurações híbridas. O aquecimento do fluido ocorre por transferência de calor por radiação e condução através da parede metálica do tubo, atingindo temperaturas típicas entre 300°C e 400°C para óleo térmico e até 450–500°C em sistemas de geração direta de vapor, conforme Kearney (2011).

Do ponto de vista óptico, o desempenho do PTC é influenciado por fatores como ângulo de incidência, perdas por bloqueio e sombreamento entre fileiras e perdas de extremidade. Esses efeitos são quantificados por parâmetros como o *incidence angle modifier* (IAM), desenvolvido por Gaul e Rabl (1980), que corrige a eficiência óptica conforme a posição solar. Em condições ideais, a eficiência óptica

média anual situa-se entre 70% e 75%, segundo SolarPACES (2018), valores que justificam a ampla adoção dessa tecnologia em usinas comerciais na Espanha, Estados Unidos e Índia. A integração com armazenamento térmico é realizada, na maioria dos casos, por meio de trocadores de calor que transferem energia do óleo sintético para sais fundidos em tanques de duplo reservatório, permitindo operação contínua após o pôr do sol e aumentando o fator de capacidade da usina. Essa configuração, embora eficiente, adiciona complexidade e custo ao sistema, além de limitar a temperatura máxima pelo fluido primário. Pesquisas recentes, como as reportadas por M. Khan *et al.* (2023), exploram alternativas para superar essas restrições, incluindo o uso direto de sais fundidos no receptor, materiais avançados para tubos absorvedores e estratégias de controle para geração direta de vapor em múltiplos níveis de pressão.

2.2.2.2 Torres solares (SPT)

As torres solares utilizam um campo de heliostatos que concentra a radiação solar em um receptor localizado no topo de uma torre central, permitindo atingir temperaturas significativamente superiores às obtidas em sistemas de calhas parabólicas. Essa característica viabiliza o uso de sais fundidos como fluido térmico, com operação típica entre 550°C e 650°C, e integração direta com sistemas de armazenamento térmico de grande capacidade. A elevação da temperatura contribui para maior eficiência termodinâmica do ciclo de potência, reduzindo o custo nivelado de eletricidade em usinas de grande porte.

Nos últimos anos, pesquisas têm avançado para ampliar ainda mais essa janela térmica. Destacam-se os desenvolvimentos em receptores de partículas e materiais refratários, que possibilitam temperaturas acima de 700°C e a adoção de ciclos Brayton com dióxido de carbono supercrítico (sCO₂), elevando a eficiência global do sistema. Também

se investigam sais cloretos como alternativa aos nitratos, visando operação em faixas superiores a 800°C, embora desafios relacionados à corrosão e à compatibilidade de materiais ainda limitem sua aplicação comercial. Paralelamente, melhorias no controle do campo solar, incluindo estratégias avançadas de posicionamento dos heliostatos e mitigação de perdas por derramamento (*spillage*), têm contribuído para aumentar a eficiência óptica e reduzir custos. Apesar dessas vantagens, as torres solares exigem engenharia sofisticada de receptor e materiais, além de investimentos iniciais elevados em heliostatos e infraestrutura, fatores que ainda restringem sua difusão em mercados emergentes.

2.2.2.3 Linear Fresnel

Os refletores lineares Fresnel constituem uma tecnologia de concentração solar baseada em espelhos planos ou levemente curvados, dispostos em fileiras paralelas que rastreiam o sol em um único eixo e direcionam a radiação para um receptor fixo elevado. Essa configuração reduz a complexidade mecânica e o custo estrutural em comparação às calhas parabólicas, pois utiliza vidro plano e suportes mais simples, resultando em menor CAPEX e maior viabilidade para aplicações industriais. Tradicionalmente, o LFR é empregado em faixas de temperatura entre 200°C e 350°C, utilizando óleo térmico ou geração direta de vapor (DSG), o que o torna atrativo para processos industriais e sistemas *Solar Heat for Industrial Processes* (SHIP). No entanto, essa limitação não é intrínseca: estudos recentes demonstram a possibilidade de operar com sais fundidos, atingindo temperaturas superiores a 500°C, aproximando o desempenho do LFR às exigências de geração elétrica com maior eficiência termodinâmica (Khan, M. *et al.*, 2023).

Apesar das vantagens econômicas e construtivas, o LFR apre-

senta desafios ópticos significativos. A geometria fora do eixo introduz astigmatismo e aumenta as perdas por bloqueio e sombreamento entre fileiras, além de reduzir a eficiência em ângulos de incidência elevados. Para mitigar essas limitações, pesquisas têm avançado no desenvolvimento de receptores de cavidade com janelas vítreas e revestimentos seletivos, capazes de reduzir perdas radiativas e convectivas. A integração de concentradores secundários do tipo CPC (Compound Parabolic Concentrator) também tem mostrado ganhos relevantes, ampliando o ângulo de aceitação e uniformizando o fluxo sobre os tubos absorvedores. Estudos numéricos indicam que as perdas radiativas podem representar mais de 80% das perdas totais em receptores convencionais, justificando a ênfase em seletividade espectral e isolamento térmico (Alcalde-Morales *et al.*, 2023; Bellos *et al.*, 2020).

Do ponto de vista sistêmico, o LFR é particularmente competitivo em aplicações híbridas e em processos industriais que demandam calor em faixas intermediárias, onde a simplicidade mecânica e o baixo custo compensam a menor eficiência óptica. Para geração elétrica, embora menos difundido que calhas parabólicas e torres solares, o LFR tem evoluído com estratégias de operação em DSG, integração direta com armazenamento térmico sensível e uso de sais fundidos, aproximando-se das condições necessárias para cogeração e sistemas híbridos. Essa trajetória tecnológica reforça o papel do LFR como solução flexível, capaz de atender tanto à demanda térmica industrial quanto à geração elétrica em cenários que exigem redução de custos e modularidade

2.2.2.4 Coletores disco parabólico (PDC)

Os coletores disco parabólico representam a configuração de maior concentração geométrica entre as tecnologias CSP, utilizando um espelho parabólico que rastreia o sol em dois eixos para focalizar a

radiação em um ponto. Essa arquitetura permite atingir temperaturas extremamente elevadas, superiores a 800°C, viabilizando aplicações que exigem alta densidade energética, como motores Stirling e processos termoquímicos. A conversão solar-elétrica por meio de motores Stirling acoplados diretamente ao foco é uma das características mais marcantes dessa tecnologia, com registros de eficiência significativamente acima das demais configurações CSP (Andraka, 2018). Essa elevada eficiência, aliada à modularidade e à resposta rápida, torna o PDC atrativo para aplicações descentralizadas, geração em locais remotos e integração com sistemas híbridos.

Apesar do desempenho térmico excepcional, o disco parabólico enfrenta barreiras importantes para difusão comercial. A ausência de sistemas de armazenamento térmico maduros limita sua capacidade de despacho, restringindo a operação às horas de insolação direta. Além disso, o custo elevado por unidade instalada, associado à complexidade do rastreamento solar em dois eixos e à necessidade de motores de alta precisão, dificulta a competitividade frente a tecnologias mais consolidadas, como calhas parabólicas e torres solares. A manutenção também é um fator crítico, pois o alinhamento óptico e o desempenho do motor Stirling exigem inspeções frequentes e componentes especializados.

As tendências atuais para essa tecnologia incluem pesquisas voltadas à integração com armazenamento térmico externo, deslocamento do motor para reduzir cargas térmicas no foco e desenvolvimento de sistemas híbridos que combinem disco parabólico com processos químicos ou geração elétrica convencional. Além disso, estudos recentes exploram o uso do PDC em aplicações de produção de hidrogênio por reforma termoquímica, aproveitando as temperaturas elevadas e a alta concentração de fluxo solar. Embora ainda seja considerada uma tecnologia de nicho, o disco parabólico permanece como referência em

eficiência de conversão e como plataforma experimental para soluções avançadas de alta temperatura (Almohsen; Khan, S. U., 2024).

2.2.3 Fluidos de transferência de calor

A escolha do fluido de transferência de calor (HTF, do inglês *Heat Transfer Fluid*) é um dos fatores mais determinantes no desempenho e na viabilidade econômica de sistemas CSP, pois influencia diretamente a temperatura máxima de operação, a eficiência termodinâmica do ciclo e a integração com armazenamento térmico. Segundo M. Khan *et al.* (2023), os fluidos mais utilizados em usinas comerciais são óleos sintéticos, sais fundidos e água/vapor em sistemas de geração direta.

Os óleos sintéticos, como o *Therminol VP-1*, são amplamente empregados em coletores parabólicos devido à sua estabilidade térmica até aproximadamente 390–400°C. Essa faixa de temperatura, embora adequada para ciclos Rankine convencionais, impõe um limite à eficiência global do sistema, além de exigir trocadores de calor para integração com armazenamento em sais fundidos. Conforme Kearney (2011), a degradação química do óleo acima de 400°C e a necessidade de pressurização para evitar cavitação são fatores críticos que restringem sua aplicação em regimes de alta temperatura.

Os sais fundidos, geralmente uma mistura eutética de nitrato de sódio e nitrato de potássio (60/40), permitem operação em temperaturas superiores a 550°C, viabilizando maior eficiência termodinâmica e armazenamento térmico direto em tanques de duplo reservatório. Segundo SolarPACES (2018), essa configuração é predominante em torres solares, mas pesquisas recentes indicam sua adoção em sistemas de calhas parabólicas e refletores Fresnel, com desafios relacionados ao ponto de fusão elevado (220°C) e à corrosão em materiais metálicos. Tendências atuais incluem o estudo de sais cloretos e fluoretos

para ampliar a janela térmica acima de 700°C, embora questões de compatibilidade e segurança ainda limitem sua aplicação comercial.

A geração direta de vapor (DSG) elimina intermediários e reduz perdas térmicas associadas à troca de calor, permitindo temperaturas de até 450–500°C em coletores parabólicos e Fresnel. Conforme M. Khan *et al.* (2023), essa abordagem aumenta a eficiência do ciclo, mas exige controle rigoroso da estabilidade bifásica, mitigação de choques térmicos e estratégias avançadas de purga para evitar incrustações. Embora menos difundida que as soluções com óleo ou sais, a DSG é considerada promissora para aplicações híbridas e integração com processos industriais que demandam vapor saturado ou superaquecido.

2.2.4 Armazenamento térmico (TES)

O armazenamento térmico é um dos principais diferenciais da tecnologia CSP, pois permite desacoplar a geração solar do despacho elétrico, garantindo maior flexibilidade operacional e estabilidade da rede. Segundo SolarPACES (2018), essa característica posiciona a CSP como alternativa estratégica frente a fontes intermitentes, especialmente em sistemas que demandam geração firme. Os sistemas de armazenamento térmico podem ser classificados em três categorias: sensível, latente e termoquímico, cada uma com princípios distintos e diferentes níveis de maturidade tecnológica.

O armazenamento sensível baseia-se na variação de temperatura de um material, geralmente sais fundidos ou óleo térmico, para acumular energia. Essa é a solução mais utilizada comercialmente devido à simplicidade e ao baixo custo, sendo aplicada em usinas de torre solar e calhas parabólicas com tanques de duplo reservatório. Conforme M. Khan *et al.* (2023), essa configuração permite fatores de capacidade superiores a 50%, mas exige grandes volumes de material e isolamento térmico robusto para minimizar perdas. A energia arma-

zenada é calculada pela expressão $Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T$, onde m é a massa do fluido, c_p o calor específico e ΔT a variação de temperatura.

O armazenamento latente utiliza calor de mudança de fase em materiais conhecidos como PCM (*Phase Change Materials*), como sais hidratados ou metais eutéticos. Essa abordagem oferece maior densidade energética e operação em faixas de temperatura mais estáveis, reduzindo variações térmicas no ciclo. No entanto, segundo Agency (2023), sistemas latentes apresentam desafios relacionados à condutividade térmica dos PCM e à degradação após múltiplos ciclos, o que limita sua aplicação comercial a projetos experimentais ou híbridos.

Por fim, o armazenamento termoquímico envolve reações químicas reversíveis para acumular energia, permitindo densidades energéticas muito superiores e potencial para armazenamento de longa duração sem perdas significativas. Conforme M. Khan *et al.* (2023), essa tecnologia é considerada promissora para integração com CSP e processos industriais, mas ainda se encontra em fase de pesquisa, com barreiras relacionadas à cinética das reações, estabilidade dos materiais e custo dos sistemas. Embora não haja aplicações comerciais consolidadas, estudos indicam que o TES termoquímico pode viabilizar armazenamento sazonal e complementar estratégias de descarbonização em larga escala.

2.3 SOLAR HEAT FOR INDUSTRIAL PROCESSES (SHIP)

O aquecimento solar para processos industriais (SHIP, do inglês *Solar Heat for Industrial Processes*) é uma alternativa promissora para a descarbonização do setor industrial, responsável por cerca de 38% do consumo global de energia e 47% das emissões de CO₂, majoritariamente associadas à queima de combustíveis fósseis Agency (2023). No Brasil, a indústria responde por aproximadamente 32% do consumo final de energia, sendo grande parte destinada à geração de calor por

combustão, segundo Pesquisa Energética (2022). Nesse contexto, a integração de sistemas solares térmicos pode reduzir emissões e custos, especialmente em processos que demandam calor em faixas de baixa e média temperatura.

Segundo IEA-ETSAP e IRENA (2015), cerca de 39% do calor industrial é utilizado em temperaturas inferiores a 200°C, em setores como alimentos, bebidas, têxtil e química, o que torna o SHIP particularmente atrativo. A tecnologia tem avançado globalmente, com mais de 951 MW_{th} instalados até 2023 e projetos de grande porte em andamento, como usinas para mineração no Chile e para processamento de alumínio na Arábia Saudita (Weiss; Spörk-Dür, 2024). Iniciativas internacionais, como as tarefas 49 e 64 do programa IEA-SHC, têm estabelecido diretrizes para integração e padronização de estudos de viabilidade (SHC, 2023a). No Brasil, entretanto, a adoção ainda é incipiente: apenas uma instalação industrial com coletores de alta eficiência foi reportada em Minas Gerais (Payback, 2017), evidenciando barreiras econômicas e institucionais.

2.3.1 Faixas de temperatura para processos industriais

A seleção da tecnologia SHIP depende da temperatura requerida pelo processo. Conforme VDI (2015), coletores planos são adequados para demandas até 80°C, enquanto coletores de tubo evacuado e CPC atendem até 120°C. Para processos entre 120°C e 250°C, recomenda-se o uso de calhas parabólicas de pequeno porte ou coletores de alta eficiência, enquanto demandas acima de 250°C exigem tecnologias de concentração, como calhas parabólicas de grande porte ou Fresnel. Essa classificação é fundamental para definir não apenas o tipo de coletor, mas também a estratégia de integração térmica e o dimensionamento do sistema.

2.3.2 Estratégias de integração térmica em processos

A integração do SHIP pode ocorrer em nível de suprimento ou de demanda. No nível de suprimento, o calor solar é utilizado para pré-aquecer água de reposição ou fluidos intermediários antes da caldeira convencional, reduzindo o consumo de combustível. No nível de demanda, a energia solar é fornecida diretamente ao processo, seja por aquecimento direto do fluido de processo ou por meio de trocadores de calor acoplados a sistemas de geração de vapor (SHC, 2023a). A escolha da estratégia depende da temperatura requerida, da variabilidade da carga térmica e da possibilidade de acoplamento com armazenamento térmico, que é essencial para compensar a intermitência da radiação solar.

2.3.3 Barreiras técnicas e econômicas para adoção

Apesar da viabilidade técnica, a adoção do SHIP enfrenta barreiras significativas. Segundo Payback (2017), os principais entraves incluem: (i) ausência de políticas de incentivo e linhas de financiamento específicas para calor renovável; (ii) competição com outras prioridades de investimento em períodos de instabilidade econômica; (iii) falta de profissionais capacitados para identificar oportunidades e gerenciar projetos; e (iv) risco percebido por investidores quanto à confiabilidade da tecnologia. No Brasil, soma-se a esses fatores a ampla disponibilidade de biomassa a baixo custo, como bagaço de cana e lenha, que já abastecem grande parte das indústrias, tornando difícil a competitividade econômica do SHIP (Pesquisa Energética, 2022). Além disso, a variabilidade regional da insolação e a necessidade de grandes áreas para instalação dos coletores representam desafios adicionais. Estudos recentes indicam que reduções de até 40% no custo dos coletores, associadas a políticas de financiamento e à elevação do

preço do gás natural, poderiam tornar o SHIP competitivo em regiões de alta irradiância, como o Nordeste brasileiro (Lemos, 2024).

2.4 USINAS HÍBRIDAS SOLAR–BIOMASSA

A hibridização entre energia solar térmica (CSP) e biomassa busca combinar a *despachabilidade* e disponibilidade contínua da biomassa com o caráter limpo e a elevada temperatura útil da CSP, reduzindo o consumo específico de combustível, estabilizando a operação e diminuindo custos nivelados por meio de melhor uso do bloco de potência e de estratégias de controle integradas (Soares *et al.* (2018) e DPI (2019)). Em termos sistêmicos, a biomassa supre calor quando a irradiância direta normal (DNI) é baixa ou ausente (noite, céu nublado), enquanto a CSP eleva a eficiência termodinâmica durante o dia e permite acoplar armazenamento térmico (TES), atenuando a intermitência e ampliando a janela de operação ((SHC, 2023b, 2016)). Segundo Nixon *et al.* (2012), em contextos industriais e regionais, mesmo quando o LCOE da solar isolada não é competitivo, o arranjo híbrido pode tornar-se atrativo ao reduzir o consumo de biomassa, emissões e área de plantio, além de melhorar a confiabilidade e o perfil de geração.

2.4.1 Configurações convencionais e topologias

Segundo Gil e Rubiera (2019), a hibridização térmica pode ser implementada em diferentes topologias, cada uma com implicações distintas para eficiência, controle e custo:

- **Co-firing:** caracteriza-se pela combustão conjunta de biomassa e combustível convencional (ou gás de síntese da biomassa) no mesmo circuito de geração de vapor ou equipamento de combustão. Essa configuração é amplamente utilizada em usinas a

carvão, mas seus conceitos (direto, indireto e paralelo) são aplicáveis à integração de biomassa em usinas térmicas, permitindo inclusive a injeção de vapor solar no ciclo principal para reduzir emissões e melhorar a flexibilidade operacional (Gil; Rubiera, 2019).

- **Paralelo (solar e biomassa em paralelo):** consiste em um campo solar (CSP – calhas parabólicas, LFR ou torre) e uma caldeira de biomassa alimentando, em paralelo, o bloco de potência (Rankine ou ORC). A integração é feita por meio de válvulas de controle térmico e trocadores de calor em um coletor comum de vapor, óleo térmico ou sais fundidos. Essa topologia é recorrente em aplicações industriais e distritais devido à simplicidade hidráulica e à flexibilidade de operação (Jensen *et al.*, 2022).
- **Suplementar (solar como booster):** a energia solar atua como pré-aquecedor do fluido térmico (óleo ou água) antes da caldeira de biomassa ou injeta vapor solar na linha principal, reduzindo a taxa de queima e as emissões sem alterar significativamente a caldeira existente. Essa abordagem é considerada uma solução de baixo impacto estrutural para retrofit de usinas existentes (Turchi *et al.*, 2011).

Além dessas, há **configurações avançadas**, como a integração com **gaseificação de biomassa em ciclos combinados**, onde o calor solar é utilizado para suportar processos de gaseificação ou elevar a temperatura do ciclo térmico (por exemplo, integração com Brayton sCO₂ ou IGCC). Essa estratégia pode aumentar a eficiência global e reduzir emissões, sendo estudada em projetos experimentais na Europa e América Latina (Ansari; Liu, 2024).

2.4.2 Integração CSP–biomassa: vantagens e desafios

Segundo Jensen *et al.* (2022) e Özdemir (2017), a integração entre sistemas de concentração solar (CSP) e biomassa permite reduzir significativamente o consumo de biomassa, substituindo parte do calor de processo por energia solar. Essa estratégia, contribui para menor demanda de combustível, área de estocagem e logística. Além disso, conforme aponta Soares *et al.* (2018), a hibridização possibilita melhor aproveitamento do bloco de potência: durante o dia, o vapor superaquecido pelo campo solar eleva a eficiência média do ciclo, enquanto à noite a biomassa sustenta a operação em base de carga. Outro benefício destacado, é a flexibilidade proporcionada pelo armazenamento térmico (TES), que permite deslocar parte do calor solar para horários de maior valor da energia, reduzir partidas da caldeira e suavizar transientes operacionais.

Por outro lado, segundo Hamilton *et al.* (2022), o controle e despacho exigem estratégias avançadas, como controle preditivo baseado em modelos de preço e irradiação, para priorizar a fonte solar quando disponível e equilibrar biomassa e TES, maximizando receita e minimizando custos variáveis. A operação em carga parcial e transientes também é um desafio: rampas de DNI e flutuações de demanda requerem lógica robusta de válvulas, sistemas de *bypass* e proteção térmica nos receptores e trocadores.

Finalmente, a integração de TES de alta temperatura com tecnologias emergentes, como sais cloretos, partículas sólidas e ciclos sCO_2 , promete ganhos de eficiência, mas impõe desafios relacionados a materiais e corrosão. Projetos europeus recentes investigam receptores de partículas e ciclos supercríticos para operação acima de 700–750°C.

2.4.3 Exemplos de usinas híbridas no mundo

Há referências operacionais e demonstrações:

- **Termosolar Borges (Les Borges Blanques, Espanha):** usina híbrida termo-solar/biomassa com campo de calhas parabólicas e dois aquecedores a biomassa (20,5 MW cada), operando a 390°C e fornecendo energia 24/7 por meio de hibridização, com controle integrado e tratamento de emissões (Magazine, 2025).
- **Brønderslev, Dinamarca:** usina para aquecimento e geração elétrica com campo PTC de 16,6 MW, duas caldeiras de biomassa (10 MW cada) e ORC de 4 MW; o campo solar e as caldeiras alimentam o ORC em paralelo, com aproveitamento de calor residual para aquecimento urbano (Jensen *et al.*, 2022).
- **Híbridos ISCC (solar-gás) como analogia:** apesar de não usarem biomassa, casos como Hassi R'Mel (Argélia) ilustra a injeção de vapor solar em ciclo combinado fóssil; a mesma lógica de *solar boosting* e integração térmica inspira topologias para solar-biomassa (Turchi *et al.*, 2011).
- **Demonstrações e *microgrids* na Índia:** projetos piloto e híbridos com PTC + biomassa e ORC, voltados a eletrificação rural e operação distribuída, reforçam a viabilidade técnica e o potencial de replicação em contextos de alta DNI e disponibilidade de resíduos (Índia, 2025).

3 DESCRIÇÃO DO SISTEMA PROPOSTO

3.1 DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DA CONFIGURAÇÃO AVALIADA

A Figura 5 apresenta a configuração geral do sistema de cogeração híbrido solar-biomassa avaliada neste trabalho. O sistema é concebido para atender simultaneamente às demandas de energia elétrica e vapor de processo de uma instalação industrial, operando de forma contínua ao longo do ano.

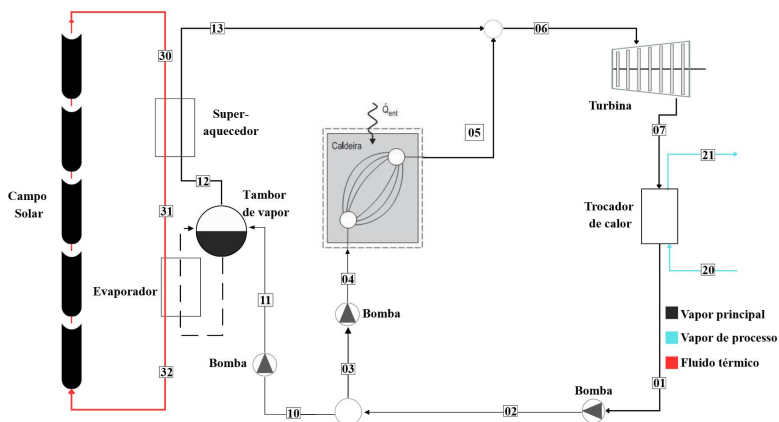


Figura 5 – Esquema termodinâmico do sistema de cogeração híbrido solar-biomassa com ciclo Rankine de contrapressão.

O sistema é composto por quatro subsistemas principais: o **campo solar**, a **caldeira a biomassa**, o **ciclo Rankine de contrapressão** e o **circuito de vapor de processo**. O arranjo proposto adota uma filosofia de integração térmica em *paralelo*, na qual tanto o campo solar quanto a caldeira fornecem calor a um mesmo circuito de fluido térmico que, por sua vez, alimenta o gerador de vapor. Dessa forma, o sistema solar atua como um suprimento térmico

complementar, reduzindo o consumo de biomassa sempre que houver disponibilidade solar adequada.

O campo solar é composto por coletores do tipo Calha Parabólica, responsáveis por concentrar a radiação direta normal (DNI) sobre um tubo por onde o fluido de transferência de calor (HTF) circula, absorvendo energia térmica e elevando sua temperatura entre os pontos 32 e 30. Após o aquecimento, o HTF segue para os trocadores de calor, onde transfere sua energia para o circuito de vapor.

A caldeira a biomassa atua de forma complementar, fornecendo o aporte térmico necessário para garantir que o vapor de entrada na turbina atinja as condições de projeto, mesmo sob baixa irradiação solar. O calor liberado pela combustão é transferido para o fluido de trabalho na caldeira.

O ciclo Rankine de contrapressão constitui o núcleo termodinâmico do sistema. O vapor superaquecido gerado nos pontos **05** e **13** é expandido na turbina até a pressão de contrapressão no ponto **07**, gerando trabalho mecânico que é convertido em eletricidade por meio de um gerador acoplado. O vapor de contrapressão trocará calor no condensador com o circuito de vapor de processo, que é direcionado ao processo industrial, enquanto o condensado é retornado ao circuito por meio de bombas.

A configuração proposta permite flexibilidade operacional, assegurando que o sistema atenda à demanda térmica mesmo durante períodos de baixa disponibilidade solar. Essa flexibilidade decorre da operação híbrida, em que o campo solar reduz o consumo de biomassa sempre que há irradiação suficiente, mantendo, entretanto, a estabilidade termodinâmica do ciclo Rankine.

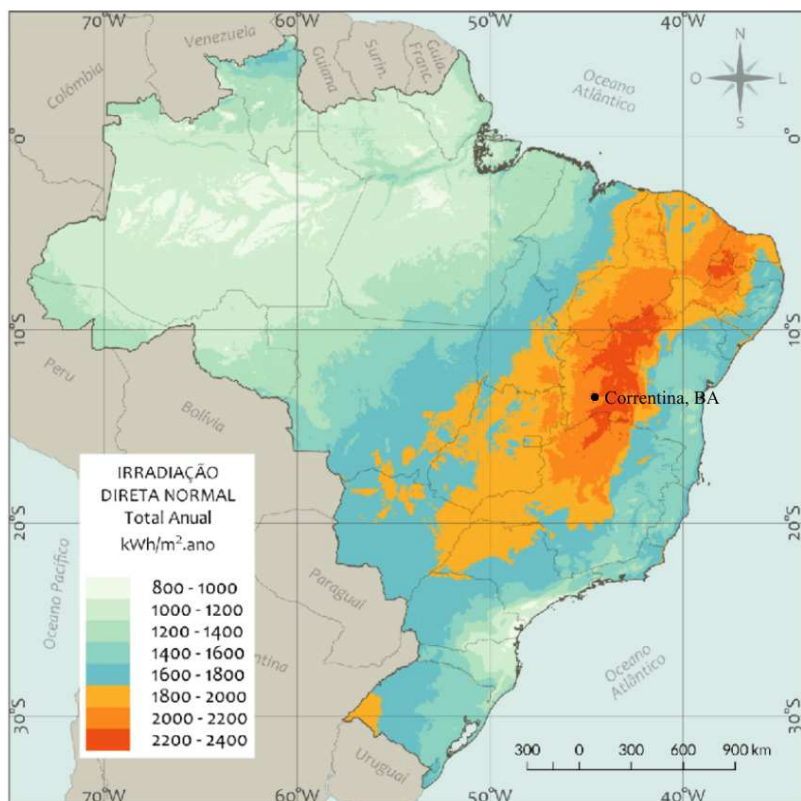
A integração térmica é representada no diagrama da Figura 5, onde os fluxos de energia são identificados conforme numerados. O circuito do HTF está destacado em vermelho, o circuito de vapor de

processo em azul e o circuito de vapor principal indicado em preto.

3.2 LOCALIZAÇÃO DA USINA

A definição da localização da usina de cogeração híbrida constitui etapa fundamental no desenvolvimento do sistema proposto, uma vez que fatores geográficos, climáticos e logísticos exercem influência direta sobre o desempenho energético e a viabilidade técnica da integração solar-biomassa. Neste trabalho, adotou-se como local de referência o município de Correntina, situado no oeste do estado da Bahia, região que apresenta características particularmente favoráveis à implantação de sistemas híbridos de geração térmica.

Do ponto de vista solar, Correntina encontra-se em uma área de elevada disponibilidade de radiação solar direta normal, condição essencial para o desempenho de tecnologias heliotérmicas baseadas em concentração solar. Dados meteorológicos indicam valores anuais de DNI comparáveis aos de regiões internacionalmente reconhecidas para a implantação de usinas CSP como mostra a Figura 6, o que torna o município tecnicamente adequado para estudos conceituais envolvendo campos solares de coletores parabólicos. A baixa frequência de nebulosidade ao longo do ano contribui adicionalmente para a regularidade da geração térmica solar, favorecendo a integração com sistemas convencionais.



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

Figura 6 – Mapa de radiação direta normal no Brasil.

Sob a perspectiva do suprimento de biomassa, o estado da Bahia destaca-se como um dos principais polos de silvicultura do país, com expressiva produção de eucalipto destinada aos setores energético, industrial e de papel e celulose. Segundo Indústria Brasileira de Árvores (IBÁ) (2025), a Bahia é o quarto estado do Brasil com mais eucaliptos de reflorestamento utilizados para fins industriais. A ampla disponibilidade regional de cavaco de eucalipto reduz incertezas associadas

à logística de abastecimento e torna a biomassa uma fonte competitiva para aplicações de cogeração térmica. Além disso, a proximidade entre áreas produtoras e potenciais consumidores favorece a estabilidade do suprimento e a redução de custos operacionais associados ao transporte do combustível.

A escolha de Correntina, portanto, fundamenta-se na combinação de seu elevado potencial solar com disponibilidade consolidada de biomassa florestal. Embora o presente trabalho possua caráter conceitual, a adoção dessa localização permite avaliar o desempenho energético do sistema híbrido em um cenário realista e tecnicamente promissor.

3.3 ESPECIFICAÇÕES DOS COMPONENTES E PARÂMETROS DE PROJETO

Esta seção apresenta os principais componentes da usina de cogeração híbrida, o campo solar de calhas parabólicas, a caldeira a biomassa e o ciclo Rankine, bem como os parâmetros de projeto adotados para cada subsistema.

3.3.1 Campo Solar

O campo solar é composto por oito unidades coletoras parabólicas (*Solar Collector Assembly* – SCA = 8) do tipo *SkyFuel SkyTrough*, equipadas com tubos receptores *Schott PTR80*, com diâmetro externo de 80 mm. Cada SCA corresponde a um módulo estrutural do campo solar, constituído pelo conjunto de espelhos parabólicos, sistema de rastreamento solar em um eixo, estrutura de suporte e receptor tubular. Essa unidade é responsável pela concentração da radiação direta normal sobre o receptor, onde ocorre a absorção da energia solar e a transferência de calor para o fluido térmico.

A utilização de múltiplos SCAs em série define o comprimento efetivo do campo solar e a potência térmica disponível para o sistema de cogeração. As propriedades ópticas, geométricas e térmicas do coletor e do receptor, apresentadas nas Tabelas 4 e 5, foram incorporadas ao modelo nodal implementado no código, permitindo representar espacialmente os processos de absorção solar e perdas térmicas ao longo do receptor.

Parâmetro	Valor	Unidade
Área de abertura refletiva	656	m ²
Largura da abertura (estrutura total)	6	m
Comprimento do conjunto do coletor	115	m
Número de módulos por conjunto	8	-
Distância média superfície–foco	2,15	m
Distância entre conjuntos de tubulação	1	m
Fator IAM F0	1,000	(adimensional)
Fator IAM F1	0,327	(adimensional)
Fator IAM F2	-1,351	(adimensional)
Fator IAM F3	0,000	(adimensional)
Erro de rastreamento	0,988	(adimensional)
Efeitos geométricos	0,952	(adimensional)
Refletividade do espelho	0,93	(adimensional)
Acúmulo de sujeira no espelho (<i>soiling</i>)	0,97	(adimensional)
Erro óptico geral	1,00	(adimensional)

Fonte: White *et al.* (2014)

Tabela 4 – Principais características do coletor *SkyFuel SkyTrough*.

Parâmetro	Valor	Unidade
Diâmetro interno do tubo absorvedor	0,076	m
Diâmetro externo do tubo absorvedor	0,080	m
Diâmetro interno do envelope de vidro	0,115	m
Diâmetro externo do envelope de vidro	0,120	m
Rugosidade interna da superfície	0,000045	m
Absorvidade do absorvedor	0,963	–
Absorvidade do envelope	0,020	–
Emissividade do envelope	0,86	–
Transmitância do envelope	0,964	–
Pressão no anel	0,0001	bar
Perda térmica média estimada	190	W/m
Sombreamento por fole	0,935	–
Sujeira no receptor	0,98	–

Fonte: Schott Solar CSP Components (2012)

Tabela 5 – Principais características do receptor *Schott PTR80*.

No presente trabalho, o fluido térmico utilizado é um óleo sintético bipropilênico do tipo *Therminol VP-1*, comumente empregado em usinas solares de concentração com coletores parabólicos. Um fluido composto por uma mistura eutética de *bifenil* (26,5%) e *éter difenílico* (73,5%), caracterizando-se por elevada capacidade térmica e estabilidade em altas temperaturas.

O *Therminol VP-1* opera em fase líquida até aproximadamente 400°C e em fase gasosa até 430°C, apresentando excelente estabilidade térmica na faixa típica de operação de coletores parabólicos (250°C a 400°C). Abaixo de 12°C, entretanto, ocorre sua solidificação parcial, exigindo o uso de sistemas de aquecimento auxiliar para o funcionamento do sistema.

As propriedades termofísicas do fluido variam significativamente com a temperatura e são obtidas por meio de correlações empíricas ajustadas a dados experimentais fornecidos pelo fabricante (Eastman

Chemical Company, 2019). No modelo computacional, essas propriedades são atualizadas a cada passo de tempo em função da temperatura média do escoamento em cada nó do campo solar.

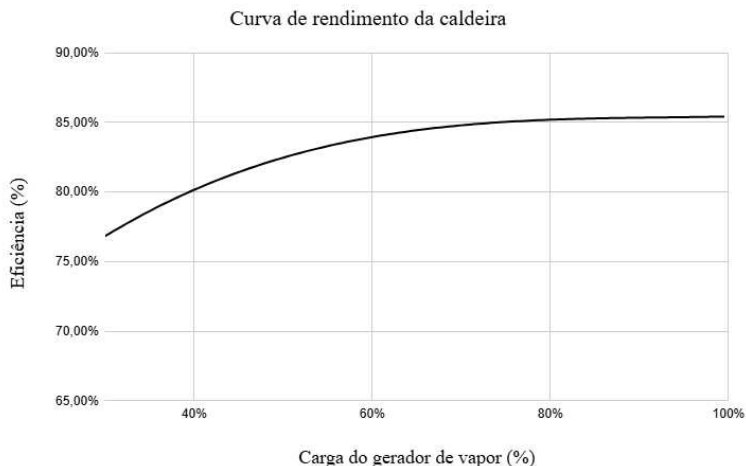
As principais propriedades do fluido térmico consideradas no modelo são:

- **Densidade** ($\rho(T)$) — varia de 1070 kg/m³ a 694 kg/m³ na faixa de operação 12–400°C;
- **Calor específico** ($c(T)$) — aumenta com a temperatura, variando entre 1523–2620 J/kg · K;
- **Condutividade térmica** ($k(T)$) — diminui com o aumento de temperatura, com valores de 0.07–0.13 W/m · K

Essas dependências térmicas são fundamentais para a avaliação da transferência de calor no interior do tubo absorvedor, pois influenciam a capacidade do fluido de transportar energia e os coeficientes convectivos internos e, consequentemente, a resistência térmica total entre o fluido e o envelope de vidro.

3.3.2 Caldeira a Biomassa

A caldeira a biomassa funciona como um sistema paralelo ao campo solar, aumentando sua carga à medida que precisa compensar a redução da irradiação disponível. Neste trabalho, adota-se **cavaco de eucalipto** como combustível. A eficiência térmica foi caracterizada por meio de uma curva de rendimento em função da carga térmica, conforme dados experimentais apresentados por Álvaro A. Díaz Pérez *et al.* (2023). Essa curva representa o desempenho real da caldeira operando com cavaco de eucalipto e foi utilizada para interpolar a eficiência em cada condição simulada, conforme ilustrado na Figura 7.



Fonte: Adaptado de Álvaro A. Díaz Pérez *et al.* (2023).

Figura 7 – Curva de rendimento da caldeira à biomassa.

Este modelo de caldeira permite estimar a potência térmica útil a partir da potência térmica do combustível e da curva de eficiência, além de estabelecer limites operacionais como **carga mínima de 30%** e **carga máxima de 100%** da capacidade nominal, garantindo operação coerente com os dados experimentais e com as condições operacionais recomendadas.

3.3.3 Circuito de vapor de processo

O circuito de vapor de processo considerado neste trabalho é um circuito separado do ciclo Rankine principal e tem como requisito operacional o fornecimento de vapor saturado à pressão de 10 bar e temperatura aproximada de 180 °C.

Arquiteturalmente, o circuito de processo é independente do circuito de potência: a geração e distribuição do vapor de processo

obedecem a uma malha distinta com suas próprias bombas, válvulas e pontos de consumo. A integração entre o Rankine principal e o circuito de processo é feita por meio do condensador do ciclo de potência, que é projetado e operado de modo a ceder calor à água que entra no condensador com 60 °C em vez de rejeitá-lo diretamente ao meio ambiente. Em outras palavras, o calor rejeitado pelo ciclo Rankine é aqui reaproveitado para manter o circuito de processo na condição de vapor saturado requerida, o que caracteriza um arranjo de recuperação térmica que aumenta a eficiência global do sistema.

3.3.4 Ciclo Rankine

O ciclo de potência empregado no sistema proposto é um **ciclo Rankine de contrapressão**, cuja configuração foi selecionada em função da coexistência da geração de energia elétrica e do fornecimento de vapor de processo. Diferentemente do Rankine convencional com condensação, em que o vapor expandido é totalmente condensado a baixa pressão, o ciclo de contrapressão rejeita o vapor a uma pressão intermediária, neste caso, 15 bar, para permitir a troca com o ciclo de vapor de processo. Assim, o ciclo opera de modo a maximizar a recuperação de calor útil, configurando um sistema de **cogeração**.

O fluido de trabalho é a água, que percorre as quatro transformações termodinâmicas do ciclo Rankine, adaptadas ao arranjo da usina híbrida solar-biomassa:

1. **Aquecimento e vaporização (4-5 e 11-13):** o fluido é aquecido na caldeira a biomassa e no trocador solar, até atingir a condição de vapor superaquecido à temperatura de 380 °C e pressão de 45 bar. A integração solar permite reduzir o consumo de biomassa nos períodos de alta irradiação, ao utilizar a caldeira em carga parcial.

2. **Expansão na turbina (6–7):** o vapor superaquecido entra na turbina e sofre expansão até a pressão de contrapressão de 15 bar. Nessa etapa ocorre a conversão da energia térmica em energia mecânica, posteriormente convertida em eletricidade pelo gerador acoplado. A eficiência isentrópica da turbina, considerada é de 85 %.
3. **Condensação e suprimento térmico ao processo (7–1):** o vapor de exaustão em regime de contrapressão rejeita calor em um trocador de calor dedicado ao atendimento da demanda térmica de processo, sofrendo condensação até atingir o estado de líquido saturado ($x = 0$). Nessa configuração, a rejeição de calor útil substitui a condensação em um condensador convencional, caracterizando a operação em cogeração com aproveitamento da energia térmica do vapor.
4. **Bombeamento (1–4 e 1–11):** após a condensação parcial no circuito de processo, o condensado retorna ao tanque de alimentação e é recirculado pela bomba de condensado, elevando sua pressão novamente a 45 bar e completando o ciclo.

3.4 PERFIL DE DEMANDA

Para a realização dos casos de estudo e a avaliação do desempenho energético do sistema híbrido proposto, considerou-se um perfil de demanda térmica e elétrica **constante ao longo do tempo**. Essa simplificação tem como objetivo isolar o efeito das variações operacionais sobre a produção de energia, evitando interferências de flutuações externas de carga.

A demanda térmica do processo foi fixada em **2 MW_t**, correspondente ao consumo contínuo de vapor saturado a 10 bar e 180 °C, fornecido pelo circuito de contrapressão do ciclo Rankine. Essa carga

representa a necessidade de calor útil de um processo industrial de médio porte.

Em paralelo, foi estabelecida uma demanda elétrica líquida constante de **0,5 MW_e**, suprida pela turbina de contrapressão acoplada ao gerador elétrico. A eficiência do gerador elétrico não foi explicitamente modelada, assumindo-se que a potência elétrica líquida é aproximadamente igual à potência mecânica calculada.

A definição de um perfil de demanda permite avaliar de forma direta a variação da eficiência do sistema ao longo de diferentes condições de irradiação solar e operação da caldeira. Dessa forma, a análise dos resultados se concentra na variação do desempenho do campo solar, na resposta térmica do circuito de transferência de calor e na integração entre as fontes de energia primárias, sem a influência de variações de carga impostas pela demanda do processo.

3.5 PARÂMETROS DO SISTEMA

A partir dos parâmetros de projeto definidos nas seções anteriores com base em referências técnicas, limites operacionais dos componentes e práticas industriais. A Tabela 6 apresenta esses valores, indicando sua correspondência com os pontos do diagrama termodinâmico do ciclo Rankine e apresentando a justificativa física ou operacional para cada escolha.

Parâmetro	Valor	Ponto(s)	Justificativa física e operacional
Pressão de entrada na turbina	45 bar	5, 6, 11, 13	Valor arbitrado, típico para ciclos Rankine industriais de média pressão.
Temperatura do vapor superaquecido	380 °C	5, 6, 13	Limitada pela temperatura máxima segura do fluido térmico.
Pressão de saída da turbina	15 bar	7	Definida para permitir a integração com o circuito de vapor de processo (10 bar).
Pressão do vapor de processo	10 bar	20, 21	Requisito arbitrado, imposto por processos industriais típicos como secagem de grãos.
Eficiência isentrópica da turbina	85%	6 → 7	Valor representativo de turbinas a vapor industriais de médio porte.
Temperatura máxima do HTF	400 °C	30	Limite operacional seguro do fluido térmico segundo o fabricante.
Demanda térmica do processo	2 MW _t	20, 21	Perfil de demanda constante arbitrado para utilização no processo industrial.

Tabela 6 – Parâmetros de projeto arbitrados

4 MODELAGEM MATEMÁTICA

A modelagem matemática apresentada neste capítulo estabelece a base quantitativa necessária para simular o comportamento termoenergético da planta híbrida solar-biomassa. A formulação foi estruturada de modo a refletir, de forma sequencial, o caminho percorrido pela energia dentro do sistema — desde a entrada dos dados meteorológicos até a conversão final de calor em vapor utilizado no ciclo Rankine. Essa lógica de cálculo é sintetizada no fluxograma da Figura 8, que também destaca o bloco de etapas repetidas para cada nó do campo solar, onde se concentra a parte mais intensiva do processo numérico.



Figura 8 – Fluxo da modelagem termoenergética.

A modelagem inicia-se com o processamento dos dados meteorológicos, que incluem irradiância direta normal (DNI), temperatura ambiente e velocidade do vento, fornecidos com resolução de 10 minutos. Em cada conjunto de condições ambientais são avaliadas a posição solar, o ângulo de incidência e as perdas ópticas e geométricas das calhas parabólicas. O resultado desta etapa é o fluxo térmico efetivamente incidente sobre o receptor em cada nó do campo solar.

Em seguida, essa energia concentrada é transferida ao receptor, modelado como uma rede de resistências térmicas que descreve os mecanismos de condução, convecção e radiação entre o tubo absorvedor, o envelope de vidro e o ambiente. Essa etapa é o núcleo da modelagem,

pois nela é calculada o balanço térmico transversal e a energia que efetivamente entra no fluido térmico. É um processo iterativo que exige o conhecimento das temperaturas das superfícies do tubo receptor, bem como as propriedades termo-físicas dependentes da temperatura. O processo continua até que a diferença relativa entre iterações caia abaixo do critério de tolerância estabelecido.

Uma vez atingida a convergência interna do nó, a temperatura de saída do HTF ($T_{\text{out},i}$) torna-se a condição de entrada do nó seguinte ($T_{\text{in},i+1}$), prosseguindo-se sequencialmente até o último nó do conjunto. Em paralelo, atua-se um controle simples de temperatura do campo que ajusta a vazão mássica do HTF para assegurar que a temperatura-alvo na saída do campo seja 400°C, respeitando os limites operacionais de vazão mínima e máxima impostos pelo receptor e pela hidráulica do circuito. Assim, quando a potência solar disponível aumenta, a estratégia reduz $\dot{m}_{\text{HTF}}$ dentro da faixa permitida para manter a temperatura de entrega, e, quando diminui, eleva-se $\dot{m}_{\text{HTF}}$ até o limite superior, preservando a consistência termodinâmica e os limites mecânicos do receptor.

A etapa seguinte consiste na integração entre o fluido térmico (HTF) e o circuito de água/vapor. A potência térmica absorvida no campo solar é transferida aos trocadores de calor — evaporador e superaquecedor — respeitando limitações operacionais importantes, como a temperatura máxima permitida para o HTF e o pinch point mínimo necessário no evaporador. Essa integração define, para cada janela temporal, a vazão de vapor efetivamente produzida pelo campo solar e determina o grau de participação da fonte solar na alimentação térmica do ciclo Rankine.

Por fim, entra em operação a caldeira a biomassa, que atua como fonte complementar para suprir a parcela da demanda térmica não atendida pelo campo solar. Sua modelagem é baseada em uma

curva experimental de eficiência em função da carga, o que permite estimar com precisão tanto a potência útil fornecida quanto o consumo instantâneo de cavaco de eucalipto. Essa lógica garante que a caldeira opere somente na fração necessária para completar o balanço térmico, preservando a coerência operacional do sistema híbrido.

4.1 MODELO CAMPO SOLAR

O campo solar foi modelado com base no modelo físico proposto por Wagner e Gilman (2011), amplamente empregado na simulação de coletores parabólicos. Esse modelo fundamenta-se na aplicação dos princípios de conservação de energia a volumes de controle distribuídos ao longo do receptor tubular, permitindo a avaliação espacial das trocas térmicas e das perdas energéticas no coletor solar.

A formulação considera o balanço energético unidimensional ao longo do escoamento do fluido térmico, incluindo os mecanismos de absorção da radiação solar concentrada, perdas térmicas para o ambiente por convecção e radiação, bem como a condução através das camadas do receptor.

Para a implementação numérica, o coletor parabólico foi discretizado em volumes de controle independentes. Cada nó representa um *Solar Collector Assembly* (SCA), correspondente a um trecho elementar do receptor no qual são resolvidos os balanços locais de energia, permitindo capturar a variação axial de temperatura do fluido de trabalho e das perdas térmicas ao longo do campo solar.

Em cada nó, o balanço de energia considera as seguintes parcelas principais:

$$\dot{q}_{\text{in}} + \dot{q}_{\text{abs}} = \frac{\partial U}{\partial t} + \dot{q}_{\text{out}} \quad (4.1.1)$$

onde:

- $\dot{q}_{\text{in}}$ e $\dot{q}_{\text{out}}$ são os fluxos de energia associados à entrada e saída do fluido térmico;
- $\dot{q}_{\text{abs}}$ é a potência líquida absorvida pelo tubo receptor (radiação incidente menos perdas térmicas);
- $\frac{\partial U}{\partial t}$ representa a variação de energia interna do fluido e das massas térmicas associadas.

Considerando o fluido de transferência de calor (HTF) com massa m , calor específico c_p e adicionando um termo de inércia térmica adicional $(mc)_{\text{bal}}$ introduzido conforme o modelo desenvolvido por Wagner e Gilman (2011), para contabilizar a massa térmica estrutural do SCA. Obtém-se:

$$\frac{\partial U}{\partial t} = (mc_p + (mc)_{\text{bal}}L) \frac{dT}{dt} \quad (4.1.2)$$

Segundo o modelo desenvolvido por Wagner e Gilman (2011), recomenda-se para coletores parabólicos comerciais o valor de $(mc)_{\text{bal}} = 4.8 \text{ [kW} \cdot \text{h/MW}_{\text{cap}} \cdot \text{K]}$.

A vazão mássica do fluido de transferência de calor é determinada por uma lógica de controle implementada no modelo numérico em *Python*, cujo objetivo é manter a temperatura de saída do campo solar em 400°C ao longo da simulação. A cada passo temporal, a massa de fluido circulante é ajustada iterativamente de modo a satisfazer o balanço energético do coletor, considerando a variação do calor específico do fluido térmico Therminol VP-1 em função da temperatura.

A evolução térmica do fluido ao longo do receptor foi obtida a partir da solução analítica do balanço energético transiente proposto por Wagner e Gilman (2011). Nesse modelo, o comportamento térmico de cada nó do campo solar é descrito por uma solução fechada da equa-

ção de conservação de energia, cuja dedução completa é apresentada pelos autores e não será reproduzida neste trabalho.

Assim, a temperatura de saída de cada volume de controle é calculada diretamente por meio da expressão analítica:

$$T_{\text{out},i} = \frac{\dot{q}_{\text{abs},i}}{\dot{m}c_p} + T_{\text{in},i} + 2 \left(T_{0,i} - \frac{\dot{q}_{\text{abs},i}}{2\dot{m}c_p} - T_{\text{in},i} \right) \exp \left[-\frac{2\dot{m}c_p\Delta t}{mc_p + (mc)_{\text{bal}}L} \right] \quad (4.1.3)$$

Essa formulação permite atualizar diretamente a temperatura do fluido a cada passo temporal (1s), incorporando os efeitos da inércia térmica do fluido e da estrutura do coletor sem a necessidade de resolver numericamente a equação diferencial governante. Além disso, na estrutura completa do campo a temperatura de entrada do nó i corresponde à temperatura de saída do nó anterior, e a do primeiro nó é a temperatura de saída do óleo na caldeira de recuperação. Essa estrutura recursiva permite representar o aquecimento progressivo do fluido ao longo do campo solar.

4.1.1 Dados Meteorológicos

Os dados meteorológicos empregados no modelo foram obtidos a partir da base do National Renewable Energy Laboratory (NREL) (2024), em formato `.csv`, contendo registros de irradiância direta normal (DNI), temperatura ambiente e velocidade do vento. Tais variáveis são fundamentais para o cálculo do fluxo térmico incidente e das perdas convectivas e radiativas nos coletores solares.

Embora a literatura frequentemente utilize o formato TMY (*Typical Meteorological Year*), uma composição estatística que representa um ano típico de operação a partir de médias históricas, neste trabalho optou-se pela utilização de **dados reais de um único ano completo**, com resolução temporal de **10 minutos**. Essa escolha visa aumentar a fidelidade da simulação frente às variações reais de

irradiância e às oscilações térmicas diárias, permitindo avaliar com maior precisão o desempenho dinâmico do campo solar.

O uso de apenas um ano de dados implica, entretanto, em certas simplificações. A análise passa a representar o comportamento do sistema sob as condições climáticas específicas daquele período, sem considerar a variabilidade interanual típica das séries meteorológicas longas. Por outro lado, essa abordagem reduz significativamente o esforço computacional, já que o modelo térmico desenvolvido em Python utiliza discretizações internas de segundos, o que resulta em um número elevado de iterações quando se considera um horizonte de tempo prolongado.

A Tabela 7 apresenta as variáveis de entrada obtidas a partir da base de dados meteorológicos e utilizadas para atualização das condições de contorno a cada intervalo de simulação.

Tabela 7 – Variáveis meteorológicas de entrada utilizadas na simulação.

Variável	Símbolo	Unidade
Irradiância direta normal	DNI	W/m ²
Temperatura ambiente	T_{amb}	°C
Velocidade do vento	v_{vento}	m/s

Durante a execução do modelo, as condições ambientais são atualizadas a cada 10 minutos, conforme os dados de entrada. Internamente, como mencionado, o balanço de energia de cada nó do coletor é resolvido em passos de tempo de 1 segundo, garantindo a coerência termodinâmica mesmo para variações lentas das condições externas. Assim, o modelo capta o comportamento médio a cada 10 minutos do sistema sem exigir o tratamento explícito de transientes de curta duração.

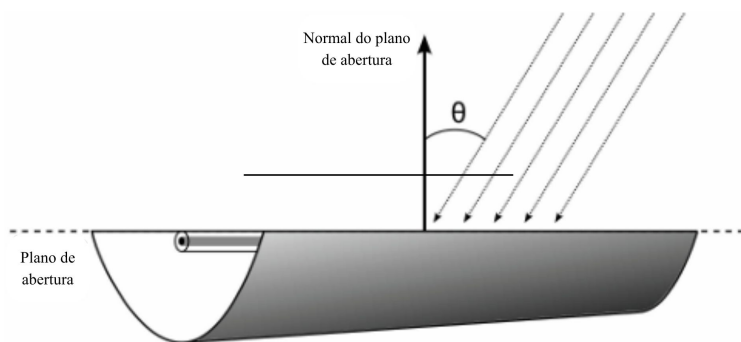
A adoção de dados com resolução de 10 minutos constitui um

compromisso entre precisão física, viabilidade computacional e disponibilidade de dados, uma vez que permite representar adequadamente a evolução diária da radiação solar e da temperatura ambiente, sem introduzir custos excessivos de processamento numérico.

4.1.2 Posição Relativa do Sol

O processo de conversão da radiação direta normal (DNI) em fluxo térmico incidente no receptor é dependente de perdas ópticas constantes e de perdas que dependem da posição solar relativa a calha. Por isso, é importante utilizar as informações do local onde a usina será instalada para determinar a eficiência da calha.

Mais especificamente, busca-se saber o ângulo que os raios solares fazem com um vetor normal que sai do plano de abertura da calha, como ilustrado na Figura 9.



Fonte: Wagner e Gilman (2011)

Figura 9 – Ângulo do sol relativo ao plano de abertura da calha parabólica.

Esse ângulo depende das seguintes entradas advindas dos dados

meteorológicos:

Variável	Símbolo	Unidade
Dia do ano	<i>dia</i>	—
Hora do dia	<i>hora</i>	h
Latitude geográfica	ϕ	°
Longitude geográfica	ψ	°
Fuso horário local	<i>fuso</i>	h

Tabela 8 – Variáveis necessárias do arquivo meteorológico para o cálculo dos ângulos solares.

A partir dessas variáveis, determina-se o tempo solar verdadeiro (t_s), que representa o tempo local corrigido pelos efeitos de longitude, fuso horário e equação do tempo. Essa grandeza permite relacionar o horário do dia à posição aparente do Sol por meio do ângulo solar ω , conforme apresentado na Equação 4.1.7.

$$B = \frac{360^\circ (dia - 1)}{365} \quad (4.1.4)$$

$$\begin{aligned} \text{EOT} = & 9,2(0,000075 + 0,001868 \cos B - 0,032077 \sin B \\ & - 0,014615 \cos 2B - 0,040849 \sin 2B \end{aligned} \quad (4.1.5)$$

$$t_s = hora + \frac{(fuso \times 15^\circ - \psi)}{15^\circ} + \frac{\text{EOT}}{60}, \quad (4.1.6)$$

$$\omega = (t_s - 12) \times 15^\circ, \quad (4.1.7)$$

A inclinação do eixo da Terra também gera um impacto na posição solar, por isso o ângulo de declinação também deve ser identificado e sua relação pode ser obtida pela Equação 4.1.8.

$$\delta = 23,45^\circ \sin\left(360^\circ \frac{(284 + dia)}{365}\right) \quad (4.1.8)$$

O ângulo de declinação solar δ e o ângulo de tempo do dia ω , fornecem dois importantes ângulos que definem a posição do sol em relação a uma determinada latitude. O ângulo de azimute solar γ_{sol} e o ângulo de elevação solar θ_e .

$$\theta_e = \sin^{-1}[\sin(\phi) \sin(\delta) + \cos(\phi) \cos(\delta) \cos(\omega)] \quad (4.1.9)$$

$$\theta_z = 90^\circ - \theta_e \quad (4.1.10)$$

$$\gamma_{sol} = \text{sign}(\omega) \cdot \text{abs} \left(\cos^{-1} \left[\frac{\cos(\theta_z) \sin(\phi) - \sin(\delta)}{\sin(\theta_z) \cos(\phi)} \right] \right) \quad (4.1.11)$$

Os coletores de calha parabólica possuem apenas um grau de liberdade, sendo capazes de rotacionar exclusivamente em torno do eixo longitudinal do refletor. Dessa forma, a orientação do eixo do coletor exerce papel fundamental na interceptação da radiação solar direta.

Neste trabalho, não será realizada otimização da orientação do campo solar, adotando-se uma configuração típica com eixo alinhado na direção Norte-Sul. Nessa configuração, o coletor realiza rastreamento solar diário no plano Leste-Oeste, acompanhando o movimento aparente do Sol ao longo do dia.

O movimento de rastreamento é descrito pelo ângulo de rotação do coletor, ω_{col} , definido como o ângulo necessário para alinhar o plano de abertura do refletor com a projeção da direção solar no plano normal ao eixo do coletor.

A partir da posição solar instantânea, determinada pelos ângulos de elevação solar θ_e e azimute solar γ_{sol} , calcula-se o ângulo de rastreamento do coletor conforme:

$$\omega_{col} = \tan^{-1} \left(\frac{\cos(\theta_e) \sin(\gamma_{sol} - \gamma_{col})}{\sin(\theta_e - \theta_{col}) + \sin(\theta_{col}) \cos(\theta_e) (1 - \cos(\gamma_{sol} - \gamma_{col}))} \right) \quad (4.1.12)$$

Uma vez determinado o ângulo de rastreamento, calcula-se o ângulo de incidência solar θ , definido como o ângulo formado entre o vetor normal à abertura do coletor e a direção da radiação solar direta. Esse parâmetro é fundamental para a determinação da radiação efetivamente interceptada pelo refletor parabólico.

A expressão utilizada segue a formulação geométrica apresentada em (Wagner; Gilman, 2011):

$$\theta = \cos^{-1} \sqrt{1 - [\cos(\theta_e - \theta_{col}) - \cos(\theta_{col}) \cos(\theta_e) (1 - \cos(\gamma_{sol} - \gamma_{col}))]^2} \quad (4.1.13)$$

4.1.3 Perdas nas Calhas

A radiação solar direta incidente sobre o campo solar não é integralmente convertida em energia térmica útil no fluido de trabalho. Ao longo do caminho óptico, desde a reflexão na superfície parabólica até a absorção no tubo receptor, ocorrem diferentes mecanismos de perda que reduzem a fração efetivamente aproveitada da irradiância incidente.

Essas perdas estão associadas principalmente às propriedades ópticas dos materiais, imperfeições geométricas do coletor e limitações do sistema de rastreamento solar. Como tais efeitos atuam de forma sucessiva ao longo do trajeto da radiação, sua influência é representada por fatores multiplicativos, permitindo definir a eficiência óptica global da calha parabólica conforme apresentado na Equação 4.1.14.

$$\eta_{opt} = \eta_{IAM}(\theta) \eta_{sombra}(\omega_{col}) \eta_{fim}(\theta) \rho_{espelho} \eta_{rast} \eta_{geo} \eta_{sujeira} \eta_{geral} \quad (4.1.14)$$

onde:

- η_{IAM} : fator de correção por ângulo de incidência
- η_{fim} : perda por extremidade, ocorre nos nós que estão nas extremidades de um conjunto de coletores;
- η_{sombra} : perda por sombreamento gerado por fileira adjacente de calhas;
- $\rho_{espelho}$: refletância do espelho parabólico, que representa a fração da luz refletida;
- $\eta_{sujeira}$: fator de sujeira nos espelhos que impede a irradiação de ser refletida para o recebedor;
- η_{rast} : perda associada a erros de rastreamento, devido a imprecisões mecânicas e controle;
- η_{geo} : perdas associadas à imprecisão geométrica, como desvio de curvatura e desalinhamento.
- η_{geral} : efeitos não capturados pelas categorias anteriores;

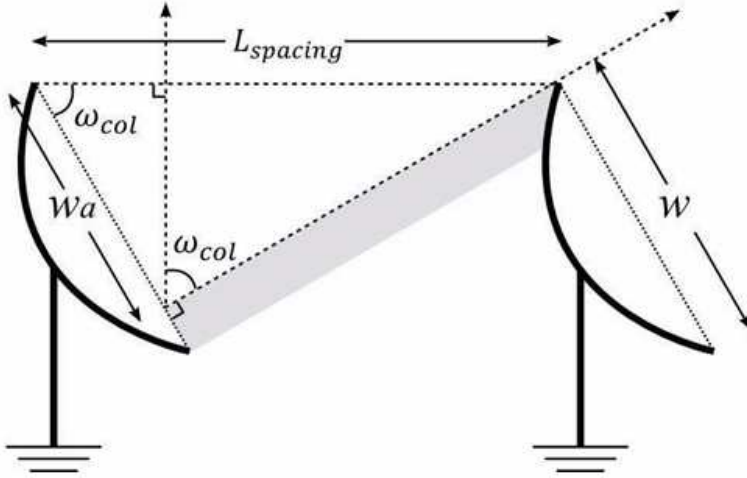
Desses fatores, três devem ser constantemente iterados pois variam ao longo da simulação: fator IAM, perda por sombreamento entre fileiras e perda de extremidade.

O fator IAM é usualmente expresso por um polinômio dependente do ângulo de incidência θ . No modelo adotado usamos a equação 4.1.15 para defini-la.

$$\eta_{IAM}(\theta) = IAM_{F0} + IAM_{F1} \theta + IAM_{F2} \theta^2 \quad (4.1.15)$$

Onde θ é o ângulo de incidência (em radianos) e IAM_{F0} , IAM_{F1} , IAM_{F2} são os coeficientes experimentais/fornecidos pelos fabricantes de coletores.

Segundo Wagner e Gilman (2011), a perda por sombreamento entre fileiras depende do ângulo de rastreamento do coletor ω_{col} e do espaçamento entre fileiras. Esse fenômeno é ilustrado na Figura 10 e fisicamente representado pela Equação 4.1.16.



Fonte: Wagner e Gilman (2011)

Figura 10 – Perda por sombreamento entre fileiras de calhas.

$$\eta_{\text{sombra}}(\omega_{col}) = \min \left\{ 1, \frac{\cos(\omega_{col}) L_{\text{spacing}}}{w} \right\} \quad (4.1.16)$$

Onde L_{spacing} é o espaçamento entre as fileiras e w é a largura de abertura do coletor. Esta expressão reduz a fração útil da abertura disponível quando a projeção da fileira sombreia a fileira seguinte; o valor é limitado a 1.

A perda de extremidade, segundo Wagner e Gilman (2011), aparece nos nós localizados nas extremidades dos conjuntos de coletores e pode ser estimada por uma relação geométrica que considera a

distância superfície–foco média L_f , a folga entre assemblies $l_{\text{sca_gap}}$ e o comprimento do conjunto L_{col} . Ela pode ser representada pela equação 4.1.17.

$$\eta_{\text{fim}}(\theta) = \max \left\{ 0, 1 - \frac{l_f \tan \theta - l_{\text{sca_gap}}}{L_{\text{col}}} \right\} \quad (4.1.17)$$

4.1.4 Fluxo térmico incidente no receptor

Uma vez determinadas as eficiências ópticas do coletor parabólico, o fluxo de calor efetivamente disponível para o aquecimento do fluido térmico pode ser calculado a partir da irradiância direta normal (DNI) e da área de abertura do coletor. A potência térmica incidente sobre um módulo é dada por:

$$\dot{q}_{\text{inc}} = \text{DNI} \cdot A_{\text{ap}} \cdot \eta_{\text{opt}} \quad (4.1.18)$$

onde:

- A_{ap} é a área de abertura refletiva do coletor (m^2);
- DNI é a irradiância direta normal (W/m^2);
- η_{opt} é a eficiência óptica total definida na Equação (4.1.14).

A expressão (4.1.18) representa a taxa de energia solar incidente sob o plano focal após contabilizar todas as perdas ópticas. Esse termo constitui a entrada energética primária para o modelo térmico do tubo receptor.

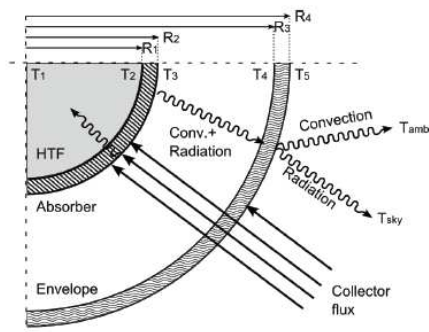
4.1.5 Tubo Receptor

Na modelagem física de um coletor solar parabólico, o tubo receptor desempenha o papel central de absorver o fluxo solar concentrado e transferi-lo ao fluido de transferência térmica (HTF). Para

representar matematicamente esse processo, adota-se a simplificação clássica de que cada nó ao longo do coletor corresponde a um recorte axial do receptor, isto é, a uma seção transversal única, localizada no centro geométrico do nó. Essa hipótese permite formular o balanço de energia de forma unidimensional na direção radial, desconsiderando variações axiais dentro do trecho discretizado.

Nesse recorte, o tubo receptor é descrito pelas cinco temperaturas características T_1 a T_5 , que representam respectivamente: a temperatura do HTF (T_1), a temperatura na parede interna do tubo absorvedor (T_2), a temperatura na parede externa do absorvedor (T_3), a temperatura na face interna do envelope de vidro (T_4) e na sua face externa (T_5).

A Figura 11 apresenta um esquema dessa seção transversal, destacando as camadas radiais, os fluxos térmicos e as trocas de calor envolvidas em cada interface. Essa estrutura forma a base para o cálculo das resistências térmicas e para o processo iterativo de determinação das temperaturas do receptor em cada nó.

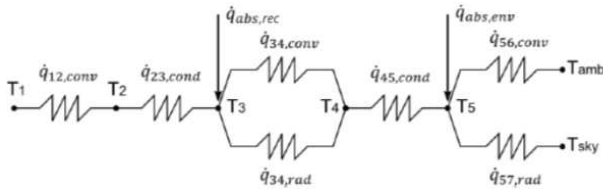


Fonte: Adaptado de Wagner e Gilman (2011)

Figura 11 – Seção transversal do receptor mostrando os pontos de temperatura e fluxos de calor.

O comportamento térmico nessa seção transversal pode ser representado por uma rede de resistências (Figura 12), onde:

- R_{12} : Convecção entre o óleo térmico e a parede interna do absorvedor;
- R_{23} : Condução através da parede do tubo absorvedor;
- $R_{34, \text{conv}}$ e $R_{34, \text{rad}}$: Convecção e radiação entre o tubo absorvedor (camada 3) e o invólucro (camada 4);
- R_{45} : Condução através do invólucro;
- R_{56} : Convecção externa entre o invólucro (camada 5) e o ar ambiente;
- R_{57} : Radiação do invólucro para o céu (temperatura T_{sky}).



Fonte: Adaptado de Wagner e Gilman (2011)

Figura 12 – Rede de resistências térmicas equivalente do receptor.

4.1.5.1 Absorção de calor pelo envelope e pelo tubo receptor

O fluxo térmico que atinge o foco não é integralmente absorvido pelo tubo receptor, como ilustrado pela rede de resistências na Figura 12. Ele interage inicialmente com o envelope de vidro, e apenas uma fração chega à superfície absorvedora metálica.

A absorção pelo envelope de vidro é dada pela Equação 4.1.19, onde α_{env} é a absorptância óptica do envelope, função das propriedades do vidro e de sua espessura.

$$\dot{q}_{\text{abs,env}} = \dot{q}_{\text{inc}} \cdot \alpha_{\text{env}}, \quad (4.1.19)$$

A parcela transmitida ao tubo absorvedor metálico é da pela Equação 4.1.20, onde α_{abs} é a absorptância espectral média da superfície seletiva do tubo.

$$\dot{q}_{\text{abs,rec}} = \dot{q}_{\text{inc}} \cdot \tau_{\text{env}} \cdot \alpha_{\text{abs}}, \quad (4.1.20)$$

É importante destacar que, devido à simplificação adotada - na qual cada nó representa um recorte axial do receptor - o fluxo térmico concentrado deve ser previamente convertido para um valor por unidade de comprimento do tubo. Somente após essa normalização é que as equações de balanço térmico e as resistências radiais podem ser aplicadas de forma consistente.

4.1.5.2 Resistência de condução através do tubo (R_{23})

A resistência de condução R_{23} pode ser calculada de acordo com a Equação 4.1.21.

$$R_{23} = \frac{\ln\left(\frac{D_3}{D_2}\right)}{2\pi L k_{23}} \quad (4.1.21)$$

4.1.5.3 Resistência entre tubo e envelope ($R_{34, \text{tot}}$)

A resistência $R_{34, \text{tot}}$ é a associação em paralelo das resistências de convecção e radiação entre as superfícies 3 e 4. Essa associação é

dada pela Equação 4.1.22:

$$R_{34,\text{tot}} = \left(\frac{1}{R_{34,\text{conv}}} + \frac{1}{R_{34,\text{rad}}} \right)^{-1} \quad (4.1.22)$$

A $R_{34,\text{conv}}$ pode ser calculada pela Equação 4.1.23:

$$R_{34,\text{conv}} = \frac{(T_3 - T_4)}{\pi D_3 \gamma_{34,\text{conv}}} \quad (4.1.23)$$

O $\gamma_{34,\text{conv}}$ pode ser calculado pela correlação modificada de Raithby e Hollands para convecção natural interna. A correlação fornece a seguinte expressão para definir o coeficiente de convecção:

$$\gamma_{34,\text{conv}} = \frac{2.425 k_{34}}{\pi D_3 (1 + (D_3/D_4)^{0.6})^{1.25}} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{34} \text{Ra}_{D_3}}{0.861 + \text{Pr}_{34}} \right)^{0.25} \quad (4.1.24)$$

Em condições de operação onde o vácuo entre o tubo absorvedor e o envelope está adequadamente mantido, a presença de gás residual é mínima e as correntes de convecção natural deixam de se formar de maneira eficaz. Nessa situação, o regime de troca de calor entre as superfícies internas é dominado por interações moleculares livres. Esse fenômeno, denominado *transferência de calor molecular livre*, torna-se mais representativo do processo físico e, por isso, é adotado como alternativa para calcular o $\gamma_{34,\text{conv}}$.

$$\Lambda = C_1 \times 10^{-20} \cdot \frac{T_{34}}{P_a \cdot \zeta^2} \quad (4.1.25)$$

$$\Gamma = \frac{c_{p,34}}{c_{v,34}} \quad b = \frac{9\Gamma - 5}{2\Gamma + 2} \quad (4.1.26)$$

$$\gamma_{34,\text{conv}} = \frac{k_{34}}{\frac{D_3}{2} \log \left(\frac{D_4}{D_3} \right) + \frac{b \Lambda}{100} \left(\frac{D_3}{D_4} + 1 \right)} \quad (4.1.27)$$

Onde:

- C_1 : Constante empírica ($2.331 \cdot 10^{-20}$);

- ζ : Distância de colisões moleculares para convecção molecular livre;
- P_a : Pressão entre o tubo e o envelope em torr.

Gás no Anel	ζ [cm]
<i>Ar</i>	$3,53 \times 10^{-8}$
<i>Hidrogênio</i>	$2,4 \times 10^{-8}$
<i>Argônio</i>	$3,8 \times 10^{-8}$

Fonte: Adaptado de Wagner e Gilman (2011)

Tabela 9 – Valores do caminho médio livre entre colisões moleculares para convecção molecular livre

O modelo avalia ambas as formas de transferência, convecção natural e molecular, e seleciona aquela que apresenta o maior coeficiente de troca térmica, substituindo o valor de $\gamma_{34, \text{conv}}$ na Equação 4.1.23.

A resistência a radiação $R_{34, \text{rad}}$ é dada pela Equação 4.1.28 e o coeficiente de perda térmica por radiação, $\gamma_{34, \text{rad}}$ é obtido através da Equação 4.1.29.

$$R_{34, \text{rad}} = \frac{(T_3 - T_4)}{\pi D_3 \gamma_{34, \text{rad}}} \quad (4.1.28)$$

$$\gamma_{34, \text{rad}} = \sigma (T_3^2 + T_4^2) \frac{(T_3 + T_4)}{\left[\frac{1}{\varepsilon_3} + \frac{D_3}{D_4} \left(\frac{1}{\varepsilon_4} - 1 \right) \right]} \quad (4.1.29)$$

Onde:

- σ : Constante de Stefan-Boltzmann;
- T_3^2 e T_4^2 : Temperaturas em Kelvin;
- ε_3 : Emissividade do tubo receptor;
- ε_4 : Emissividade do envelope.

4.1.5.4 Resistência de condução através do envelope (R_{45})

A resistência de condução R_{45} pode ser calculada de acordo com a Equação 4.1.30:

$$R_{45} = \frac{\ln\left(\frac{D_5}{D_4}\right)}{2\pi L k_{45}} \quad (4.1.30)$$

4.1.5.5 Resistência convectiva entre envelope e ambiente (R_{56})

A resistência de convecção entre o envelope e o ar externo, R_{56} , é calculada pela Equação 4.1.31:

$$R_{56} = \frac{1}{\pi D_5 L \gamma_{56,\text{conv}}} \quad (4.1.31)$$

O coeficiente convectivo $\gamma_{56,\text{conv}}$ depende da velocidade do vento. Para velocidades muito baixas ($v < 0,1$ m/s), considera-se convecção natural (Churchill & Chu), Equação 4.1.33.

$$\gamma_{56,\text{conv}} = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot k_{56}}{D_5} \quad (4.1.32)$$

Onde:

$$\overline{\text{Nu}} = \left[\frac{0.60 + 0.387 \cdot \text{Ra}_{D_5}^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0.559}{\text{Pr}_{56}}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \right]^2 \quad (4.1.33)$$

Já para $v \geq 0,1$ m/s, aplica-se a correlação de Zhukauskas para convecção forçada, Equação 4.1.34. Dela obtém-se o $\overline{\text{Nu}}$ que deve ser aplicado na Equação do coeficiente convectivo $\gamma_{56,\text{conv}}$.

$$\overline{\text{Nu}} = C \cdot \text{Re}_{D_5}^m \cdot \text{Pr}_6^n \cdot \left(\frac{\text{Pr}_6}{\text{Pr}_5}\right)^{0.25} \quad (4.1.34)$$

Onde:

$$Re_{D_5} = \frac{v_6 \cdot D_5}{\nu_6} \quad (4.1.35)$$

4.1.5.6 Resistência radioativa entre envelope e o céu (R_{57})

A resistência de radiação entre o envelope o ambiente externo, R_{57} , é calculada a partir das seguintes equações:

$$R_{57} = \frac{1}{\pi D_5 L \gamma_{57,rad}} \quad (4.1.36)$$

$$\gamma_{57,rad} = \epsilon_5 \sigma (T_{5,K}^2 + T_{sky,K}^2) (T_{5,K} + T_{sky,K}) \quad (4.1.37)$$

Para o cálculo dessa perda foi necessária a definição da temperatura efetiva do céu (T_{sky}). O céu não se comporta termicamente à temperatura do ar ambiente, apresentando uma temperatura radiativa efetiva inferior devido à baixa emissividade atmosférica. Diversas correlações empíricas para céu limpo indicam que a temperatura do céu situa-se tipicamente entre 6 e 20 K abaixo da temperatura ambiente (Duffie; Beckman, 2013). Considerando o caráter simplificado do modelo e prática consolidada em análises de coletores solares térmicos, adotou-se neste trabalho a aproximação:

$$T_{sky} = T_{amb} - 10^\circ C \quad (4.1.38)$$

4.1.5.7 Fluxo térmico $\dot{q}_{12,conv}$ e a convergência

A partir das resistências, pode-se calcular o fluxo térmico $\dot{q}_{12}$, com as equações:

$$\dot{q}_{12,conv} = \dot{q}_{23,cond} = \dot{q}_{abs,rec} - \dot{q}_{34} \quad (4.1.39)$$

$$\dot{q}_{34} = \frac{(T_3 - T_{amb}) R_{57,rad} + (T_3 - T_{sky}) R_{56,conv} - \dot{q}_{abs,env} \Omega_R}{R_{34,tot} R_{57,rad} + R_{34,tot} R_{56,conv} + \Omega_R} \quad (4.1.40)$$

$$\Omega_R = R_{56,conv} R_{57,rad} + R_{45,cond} R_{57,rad} + R_{45,cond} R_{56,conv} \quad (4.1.41)$$

Observa-se que além da presença das temperaturas na resolução de $\dot{q}_{34}$ e das resistências, as propriedades presentes nas equações das resistências também devem ser determinadas em suas respectivas temperaturas. Para isso, um processo iterativo é realizado, estimando as temperaturas desconhecidas até a convergência ser atingida ou o número máximo de iterações ser superado.

Toda vez que o $\dot{q}_{12}$ é calculado estima-se as temperaturas T_2 , T_3 , T_4 , T_5 . Com essas temperaturas, as propriedades necessárias, indicadas na Tabela 10, são determinadas e todas as equações desenvolvidas. Ao final da iteração calcula-se as temperaturas através das equações 4.1.42, 4.1.43 e 4.1.44.

$$T_3 = T_2 + q_{23} R_{23}, \quad (4.1.42)$$

$$T_4 = T_3 - q_{34} R_{34}, \quad (4.1.43)$$

$$T_5 = T_4 - q_{34} R_{45}, \quad (4.1.44)$$

A partir delas verifica-se a convergência através da Equação 4.1.45. O critério adotado compara a variação relativa das temperaturas da iteração corrente com a anterior. Denotando por $T_i^{(k)}$ o valor da temperatura T_i na iteração k , a condição de parada é:

$$\max_{i \in \{3,4,5\}} \frac{|T_i^{(k)} - T_i^{(k-1)}|}{T_i^{(k)}} < 0,05 \quad (4.1.45)$$

Em caso de não atendimento do critério (4.1.45), procede-se a uma nova iteração: as propriedades dependentes da temperatura são recalculadas nos pontos indicados (Tabela 10) usando os valores T_3, T_4, T_5 obtidos, e o processo repete-se até convergência ou o número máximo de iterações.

Propriedade	Símbolo	Ponto(s)
Condutividade térmica	$k(T)$	$T_{34} = \frac{T_3+T_4}{2}, T_5, T_{\text{amb}}$
Viscosidade cinemática	$\nu(T)$	$T_3, T_4, T_5, T_{\text{amb}}$
Difusividade térmica	$\alpha(T)$	$T_3, T_4, T_5, T_{\text{amb}}$
Número de Prandtl	$\text{Pr}(T)$	$T_3, T_4, T_5, T_{\text{amb}}$
Emissividade	$\varepsilon_3(T)$	T_3
Emissividade	$\varepsilon_4(T), \varepsilon_5(T)$	T_4, T_5
Temperaturas absolutas	$T_K = T_{\text{rC}} + 273.15$	$T_3, T_4, T_5, T_{\text{sky}}$

Tabela 10 – Propriedades térmicas dependentes da temperatura e pontos de avaliação.

4.1.6 Potência térmica absorvida pelo fluido de trabalho

Após o processo iterativo de convergência das temperaturas internas T_3, T_4 e T_5 de um determinado nó, o balanço energético da secção transversal do elemento é fechado. Com as perdas térmicas conhecidas, o fluxo absorvido pelo nó, $\dot{q}_{\text{abs},i}$, pode ser descrito pela Equação 4.1.46. Isso permite calcular a temperatura de saída do nó ao utilizar a Equação 4.1.46.

$$\dot{q}_{\text{abs},i} = \dot{q}_{12,\text{conv}} \cdot L_{\text{col}} \quad (4.1.46)$$

Uma vez determinada $T_{\text{out},i}$, esta passa a ser a condição de entrada $T_{\text{in},i+1}$ do nó seguinte:

$$T_{\text{in},i+1} = T_{\text{out},i} \quad (4.1.47)$$

Assim, o processo completo de cálculo é repetido para o nó subsequente, aplicando-se novamente as equações de balanço de energia e as iterações internas de resistência térmica até a convergência.

Esse procedimento é executado sequencialmente ao longo de toda a cadeia de nós que compõem o campo de coletores. Dessa forma, o modelo realiza uma integração espacial do campo solar, reproduzindo a evolução progressiva da temperatura do fluido térmico desde o ponto de entrada até o ponto de saída do conjunto.

Ao término do processamento do último nó, obtém-se a temperatura de saída global do campo solar, $T_{\text{out,final}}$, que representa a temperatura efetiva do fluido térmico entregue ao gerador de vapor. Essa variável constitui uma das principais saídas do modelo, sendo utilizada para o acoplamento termodinâmico com o ciclo Rankine no módulo de cogeração híbrida.

4.2 MODELO DO CICLO TERMODINÂMICO

A partir do ciclo termodinâmico apresentado na Seção 3.3.4 e ilustrado na Figura 5, foram definidas as condições termodinâmicas especificadas utilizadas para o fechamento do modelo, apresentadas na Tabela 11. Essas variáveis correspondem aos estados conhecidos do ciclo, tais como pressões, temperaturas, títulos de vapor e hipóteses de expansão isentrópica, a partir das quais os demais pontos são determinados.

Ponto	T [°C]	P [MPa]	s [kJ/kgK]	h [kJ/kg]	x [-]
1		1.5			0
2		1.6	s_1		
3		P_2	s_2		
4		4.5	s_3		
5	380.00	P_4			
6	T_5	P_5			
7'		1.5	s_6		
7		1.5		$h_7(\eta_s)$	
10		P_2	s_2		
11		4.5	s_{10}		
12		P_{11}			1
13	380.00	P_{12}			

Tabela 11 – Condições termodinâmicas especificadas do ciclo Rankine.

Conhecidas as variáveis especificadas do ciclo, o estado termodinâmico da água-vapor em cada ponto foi obtido a partir das equações de estado da formulação IAPWS-IF97 (The International Association for the Properties of Water and Steam, 1997). A implementação computacional foi realizada em Python utilizando a biblioteca `iapws`, a qual fornece o cálculo consistente das propriedades termodinâmicas (h , s , T , x e v) em toda a região operacional do ciclo Rankine.

Ponto	T [°C]	P [MPa]	s [kJ/kgK]	h [kJ/kg]	x [-]
1	198.30	1.5	2.3147	844.72	0
2	198.31	1.6	2.3147	844.83	
3	198.31	1.6	2.3147	844.83	
4	198.79	4.5	2.3147	848.18	
5	380.00	4.5	6.6335	3156.88	
6	380.00	4.5	6.6335	3156.88	
7'	233.44	1.5	6.6334	2883.99	
7	250.41	1.5	6.7130	2924.92	
10	198.31	1.6	2.3147	844.83	
11	198.79	4.5	2.3147	848.18	
12	257.44	4.5	6.0198	2797.99	1
13	380.00	4.5	6.6335	3156.88	

Tabela 12 – Propriedades termodinâmicas nos pontos característicos do ciclo Rankine.

Observa-se que a expansão do vapor na turbina é modelada tomando-se primeiro a transformação ideal (isentrópica) e, em seguida, aplicando-se a eficiência isentrópica da máquina para obter o estado real na saída. Partindo do ponto de entrada à turbina (ponto 6), com entalpia h_6 e entropia s_6 , obtém-se o estado isentrópico de saída (denotado por 7').

A saída real da turbina (ponto 7) é obtida empregando a definição de eficiência isentrópica, Equação 4.2.1. Uma vez encontrado h_7 , obtém-se T_7 e, se necessário, a qualidade do vapor x_7 .

$$\eta_s = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7'}} \quad (4.2.1)$$

4.2.1 Integração com o campo solar

Nesta subseção relaciona-se, de forma termodinâmica, a energia fornecida pelo campo solar, via fluido térmico circulante, com a massa de vapor gerada no trocador que alimenta o ciclo Rankine. O objetivo

é obter expressões que permitam converter, para cada instante de tempo, a potência térmica disponível do campo em uma vazão de vapor equivalente. A dedução parte da conservação de energia aplicada ao trocador, considerando propriedades dependentes de temperatura.

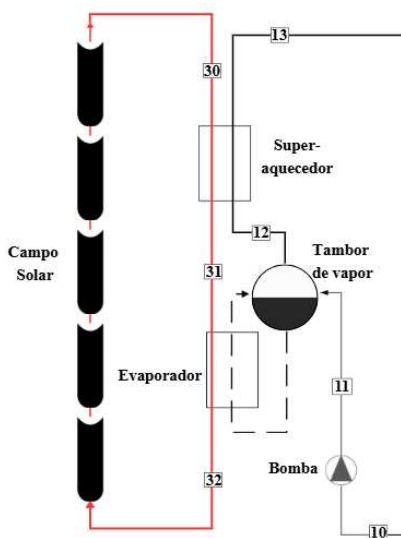


Figura 13 – Esquema funcional da caldeira de recuperação

A maior temperatura suportada pelo fluido térmico para trabalhar em operação segura é de $400\text{ }^{\circ}\text{C}$, assim em busca de aumentar a eficiência, a T_{30} é parametrizada para esse valor e como mencionado previamente, a vazão mássica de fluido térmico controlada para garantir o atingimento regular dessa temperatura.

Já o ponto T_{32} também pode ser arbitrado. O *pinch point* é o ponto de menor diferença de temperatura entre o fluido quente (HTF) e o fluido frio (água/vapor) ao longo do trocador, e caracteriza o limite de aproximação térmica entre correntes. Em trocadores óleo-vapor que incluem evaporação do lado frio, o pinch normalmente ocorre no final

da secção de evaporação, onde a água encontra-se em processo de mudança de fase (ponto de saturação). Dessa forma, a temperatura de saída do HTF após o evaporador, T_{32} , não pode ser inferior a temperatura de saturação do vapor no gerador somada à mínima folga térmica admissível (diferença de temperatura de projeto), que chamamos ΔT_{pinch} . Matematicamente:

$$T_{32} \geq T_{\text{sat}} + \Delta T_{\text{pinch}}.$$

A escolha de ΔT_{pinch} é de projeto e depende de aspectos construtivos (geometria do trocador, coeficientes de troca convectiva, incrustação, tolerâncias). Para o efetivo trabalho, está sendo considerado um $\Delta T_{\text{pinch}} = 20^\circ\text{C}$. Resultando em um $T_{32} = 277^\circ\text{C}$, uma vez que $T_{12} = 257^\circ\text{C}$.

Já conhecendo as variáveis de estado do ciclo de água/vapor e agora T_{30} e T_{32} é possível aplicar a primeira lei aos dois trocadores. A potência fornecida pelo HTF e retirada pela água/vapor devem coincidir ao passo que as vazões mássicas devem permanecer constantes. Como mostrado na seção sobre o fluido térmico, seu calor específico varia conforme sua temperatura, por isso obtemos as seguintes equações:

$$\dot{Q}_{\text{liq, SA}}(t) = \dot{m}_{\text{HTF}}(t) \epsilon_{\text{SA}} \int_{T_{\text{HTF},30}}^{T_{\text{HTF},31}} c_p^{\text{HTF}}(T) dT = \dot{m}_{\text{vapor}}(t) (h_{12} - h_{13}) \quad (4.2.2)$$

$$\dot{Q}_{\text{liq, E}}(t) = \dot{m}_{\text{HTF}}(t) \epsilon_{\text{E}} \int_{T_{\text{HTF},31}}^{T_{\text{HTF},32}} c_p^{\text{HTF}}(T) dT = \dot{m}_{\text{vapor}}(t) (h_{11} - h_{12}) \quad (4.2.3)$$

onde

- $\dot{Q}_{\text{liq}}$ é a potência líquida transferida ao circuito de água/vapor (W);

- $\dot{m}_{\text{HTF}}$ é a vazão mássica do HTF (kg/s);
- $\int_{T_{\text{entrada}}}^{T_{\text{saída}}} c_p^{\text{HTF}}(T) dT$ é a integral da capacidade térmica do HTF entre temperaturas de entrada e saída no trocador (J/kg);
- $\dot{m}_{\text{vapor}}$ é a vazão mássica de vapor produzida (kg/s);
- $h_{i+1} - h_i$ é a variação de entalpia específica necessária por kg de vapor (J/kg).
- ϵ_E e ϵ_{SA} são as eficácias dos trocadores.

As eficácias (ϵ) dos trocadores de calor foram definidas com base em faixas típicas reportadas na literatura técnica para trocadores casco e tubo e trocadores com mudança de fase. Segundo Kern (1983), trocadores casco e tubo para aquecimento ou superaquecimento apresentam eficácias na faixa de 0,65 a 0,80, enquanto evaporadores com mudança de fase podem atingir valores entre 0,85 e 0,95 devido ao elevado coeficiente global de transferência de calor. O Chemieingenieurwesen (2010) reforça essas faixas, indicando que projetos bem dimensionados para aplicações industriais raramente superam 0,95, mesmo em condições ideais.

Com base nessas referências, foram arbitrados os seguintes valores para o modelo:

- **Evaporador:** $\epsilon_E = 0,90$, representando um trocador casco e tubo com mudança de fase, coerente com a faixa indicada pela literatura.
- **Superaquecedor:** $\epsilon_{SA} = 0,70$, valor típico para trocadores líquido-líquido em arranjo contracorrente, conforme práticas industriais.

Após a definição das eficácias, que são tratadas como constantes para simplificação, pode-se agrupar as equações (4.2.2) e (4.2.3) para após a integração numérica encontrar T_{31} :

$$\frac{\epsilon_{SA} \int_{T_{\text{HTF},30}}^{T_{\text{HTF},31}} c_p^{\text{HTF}}(T) dT}{h_{12} - h_{13}} = \frac{\epsilon_E \int_{T_{\text{HTF},31}}^{T_{\text{HTF},32}} c_p^{\text{HTF}}(T) dT}{h_{11} - h_{12}} \quad (4.2.4)$$

$$T_{31} = 377,8^\circ\text{C} \quad (4.2.5)$$

Uma vez provido de T_{31} é possível chegar na relação entre a vazão mássica de água/vapor e a vazão mássica do óleo térmico:

$$\dot{m}_{\text{vapor}}(t) = 0.06345 \dot{m}_{\text{HTF}}(t) \quad (4.2.6)$$

4.2.2 Caldeira à cavaco de eucalipto

A caldeira a biomassa atua no modelo como um fornecedor complementar de energia térmica, suprimindo a parcela da demanda não atendida pelo campo solar. Assim, sua operação é diretamente dependente da potência térmica fornecida pelo sistema de calhas parabólicas. Essa lógica de complementaridade permite que a caldeira opere em cargas reduzidas quando há maior disponibilidade solar, aumentando sua participação apenas quando necessário.

A potência térmica útil fornecida pela caldeira é calculada por meio da relação:

$$\dot{Q}_{\text{util}} = \eta_{\text{caldeira}} \cdot \dot{m}_{\text{comb}} \text{ PCI} \quad (4.2.7)$$

onde:

- η_{caldeira} é a eficiência calculada a partir da curva experimental apresentada na Figura 7;

- $\dot{m}_{\text{comb}}$ é a vazão mássica de cavaco de eucalipto;
- $\text{PCI} = 9486 \text{ kJ/kg}$ é o poder calorífico inferior do cavaco utilizado.

A demanda térmica total requerida para alimentar o ciclo Rankine é dada pela Equação 4.2.8, de forma que a caldeira fornece apenas a fração complementar (4.2.9).

$$\dot{Q}_{\text{demanda}} = \dot{Q}_{\text{solar}} + \dot{Q}_{\text{util}} \quad (4.2.8)$$

$$\dot{Q}_{\text{util}} = \max(0, \dot{Q}_{\text{demanda}} - \dot{Q}_{\text{solar}}) \quad (4.2.9)$$

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

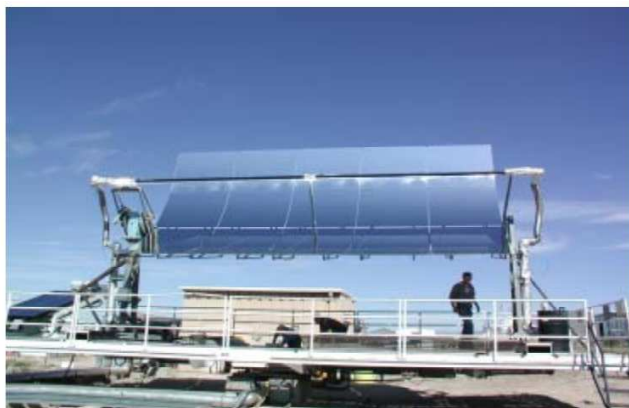
Este capítulo apresenta e discute os principais resultados obtidos a partir da modelagem termoenergética do sistema de cogeração híbrido proposto. Inicialmente, é realizada a validação do modelo desenvolvido, de modo a verificar a consistência física e numérica das simulações. Em seguida, são analisados o desempenho do campo solar e a produção de energia, a fração solar e o impacto da irradiação sobre o sistema, bem como os efeitos da integração solar no consumo de biomassa e na eficiência global da caldeira. Posteriormente, é avaliada a influência do dimensionamento do campo solar sobre o comportamento da usina, incluindo a análise de diferentes configurações e cenários de operação. Por fim, são apresentados e discutidos os resultados consolidados do estudo, destacando-se as principais implicações técnicas e energéticas da solução híbrida proposta.

5.1 VALIDAÇÃO DO MODELO

A validação do modelo é uma etapa essencial para verificar sua aderência às condições reais de operação e garantir que as simplificações adotadas não comprometam sua aplicabilidade. Para isso, foram utilizados dados experimentais provenientes do relatório técnico de Forristall (2003), que apresenta resultados de testes padronizados para coletores parabólicos amplamente empregados em sistemas de energia solar concentrada.

O procedimento de validação consiste em comparar os resultados obtidos pelo modelo desenvolvido com os dados experimentais do coletor LS-2, testado pelo NREL. Para assegurar a consistência da análise, foram aplicados ao modelo os mesmos parâmetros físicos e ópticos utilizados nos testes experimentais, reproduzindo as condições de operação descritas no relatório. Essa abordagem permite avaliar a

capacidade do modelo em estimar a eficiência térmica e o comportamento do sistema sob condições reais de irradiação e temperatura.



Fonte: Kutscher *et al.* (1994)

Figura 14 – Teste do coletor LS-2 na plataforma rotativa AZTRAK.

Os principais parâmetros que precisaram ser alterados em função da utilização dos parâmetros do teste, extraídos do relatório, são apresentados na Tabela 13.

Parâmetro	Valor	Unidade
Comprimento do coletor	7,3	m
Largura da abertura	5,0	m
Área de abertura (A_{ap})	39,2	m ²
Raio de curvatura	1,84	m
Transmissividade do vidro (τ)	0,96	–
Absorptividade do tubo (α)	0,96	–
Fator de interceptação (γ)	0,96	–
Diâmetro externo do tubo	70	mm
Diâmetro interno do tubo	66	mm
Emissividade do revestimento	0,14	–
Pressão no espaço anular	Vácuo	–
Irradiação solar direta (DNI)	850–950	W/m ²

Fonte: Forristall (2003)

Tabela 13 – Parâmetros alterados na comparação do modelo.

Com base nesses parâmetros, o modelo foi ajustado para reproduzir as condições do teste, permitindo a comparação direta entre a eficiência térmica calculada e os valores experimentais reportados pelo NREL.

5.1.1 Resultados da Validação e Discussão

A Figura 15 apresenta a comparação entre as perdas térmicas estimadas pelo modelo e os valores experimentais obtidos no teste SNL AZTRAK. Observa-se que, para todas as diferenças de temperatura entre o óleo térmico e o ambiente, as perdas calculadas pelo modelo são superiores às verificadas experimentalmente. Uma das causas prováveis é a forma como a velocidade do vento é tratada: nos testes experimentais, a velocidade medida é aplicada em condições reais de campo, enquanto no modelo é utilizada em correlações para escoamento cruzado sobre cilindros, que assumem geometria ideal e não consideram efeitos de turbulência e orientação do coletor. Essa

simplificação tende a superestimar a convecção externa em regimes de alta velocidade de vento.

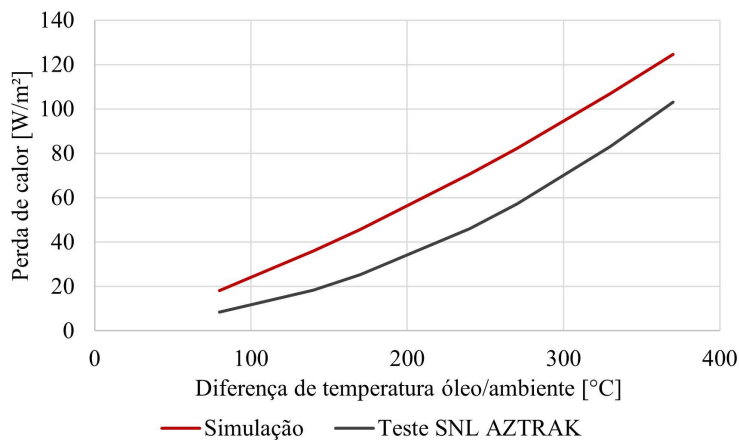


Figura 15 – Comparação das perdas térmicas entre simulação e teste SNL AZTRAK.

A Figura 16 apresenta a eficiência térmica do coletor em função da diferença de temperatura óleo/ambiente. Nota-se que, para baixas diferenças de temperatura (próximas de $100\text{ }^{\circ}\text{C}$), o modelo apresenta eficiência ligeiramente superior à experimental, convergindo para valores próximos em temperaturas mais elevadas.

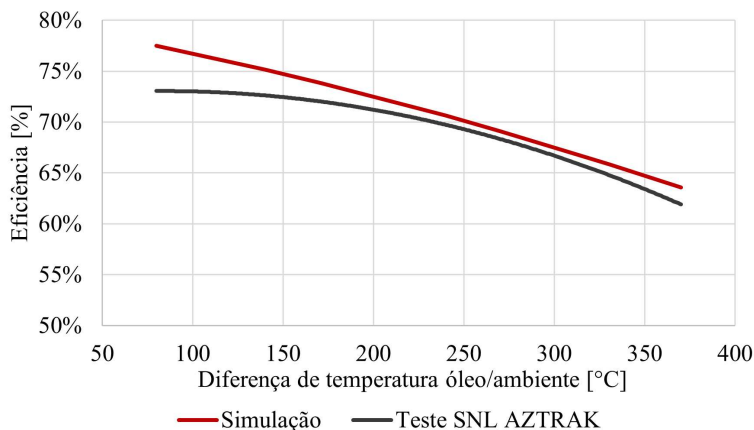


Figura 16 – Comparação da eficiência térmica entre simulação e teste SNL AZTRAK.

Por fim, o próprio relatório da NREL destaca que diferenças entre modelos e testes são esperadas, mesmo em campanhas padronizadas, devido a fatores como tolerâncias de fabricação, variabilidade operacional, incertezas na medição da irradiância solar e efeitos ambientais não totalmente controlados (Forristall, 2003). Esses aspectos reforçam que as discrepâncias observadas não invalidam o modelo, mas refletem limitações inerentes à abordagem quasi-estática e à ausência de mecanismos dinâmicos e calibração empírica. Ainda assim, a tendência geral das curvas demonstra que o modelo é capaz de reproduzir o comportamento físico do sistema com boa aproximação, validando sua aplicabilidade para análises preliminares e estudos de integração híbrida.

5.2 COMPORTAMENTO DO MODELO

Para ilustrar o funcionamento do modelo desenvolvido e evidenciar o caráter oscilatória da operação do sistema híbrido solar-biomassa, foram selecionados dois dias representativos do ano simulado: um dia ensolarado (03/10/2018) e um dia com intensa variabilidade de nebulosidade (08/02/2018). Esses dois cenários permitem observar, de forma comparativa, como o modelo responde a condições atmosféricas distintas e como isso se reflete na geração de vapor solar e na demanda da caldeira a biomassa.

A Figura 17a apresenta o perfil de DNI para o dia ensolarado. Observa-se uma curva suave e simétrica ao longo do período diurno, com valores crescentes a partir das 6 h, atingindo um patamar máximo próximo a 900 W/m^2 entre 11 h e 14 h, e reduzindo-se gradualmente até o pôr do sol, por volta das 17 h. Esse comportamento representa condições ideais de céu claro, nas quais o recurso solar apresenta alta previsibilidade e estabilidade. Em cenários desse tipo, a operação do sistema solar térmico é contínua e o campo heliotérmico produz sua capacidade nominal durante boa parte do dia.

Por outro lado, a Figura 17b ilustra o perfil de DNI para o dia nublado. Nota-se uma série de flutuações abruptas, com períodos de ganho solar total alternando-se com quedas súbitas para valores próximos de zero. Entre 10 h e 15 h, a irradiância oscila repetidamente entre 0 W/m^2 e valores acima de 900 W/m^2 , indicando passagem de nuvens densas intercaladas com janelas curtas de céu parcialmente aberto. Esse comportamento é típico de dias de nebulosidade variável e representa um desafio operacional para sistemas termo-solares, que precisam responder a rápidas variações térmicas.

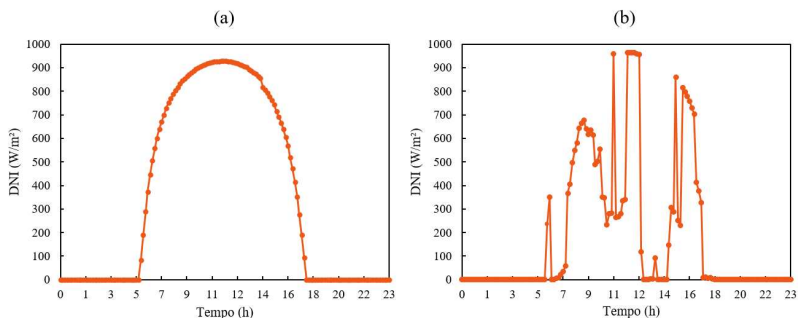


Figura 17 – Perfis do DNI para: (a) um dia ensolarado (03 de outubro); (b) um dia nublado (09 de fevereiro).

A Figura 18 apresenta, para os mesmos dias analisados anteriormente, a forma como o sistema híbrido atende à demanda de vapor do processo industrial. Para isso, são utilizados gráficos de área empilhada que representam, ao longo do dia, a contribuição do campo solar e da caldeira a biomassa. A área em laranja corresponde à parcela suprida pelo campo heliotérmico, enquanto a área em cinza indica a fração atendida pela caldeira. A soma das duas áreas, em cada instante, corresponde à vazão total de vapor requerida pelo processo.

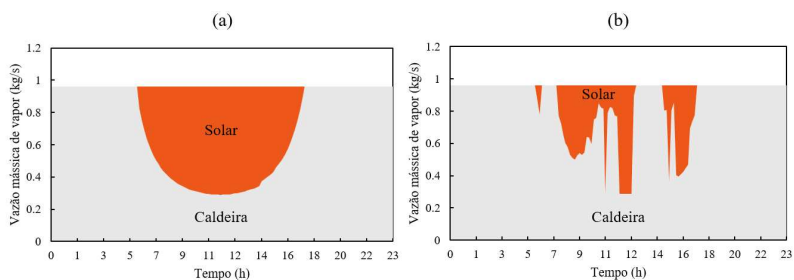


Figura 18 – Vazão mássica de vapor atendida pelo sistema híbrido: (a) dia ensolarado; (b) dia nublado. As áreas representam a participação do campo solar (laranja) e da caldeira (cinza).

No dia ensolarado, apresentado na Figura 18a, observa-se inicialmente um período de aquecimento do fluido térmico, no qual a contribuição solar ainda é reduzida. À medida que o campo atinge as temperaturas necessárias para alimentar o conjunto evaporador–superaquecedor, a área solar cresce de maneira contínua, passando a atender quase integralmente a vazão de vapor demandada. Durante várias horas do período diurno, a caldeira atual em carga parcial, desempenhando um papel de suporte no início da manhã e ao final da tarde, quando a disponibilidade solar diminui. Esse comportamento demonstra uma operação estável e previsível, na qual o sistema solar assume a predominância sempre que as condições atmosféricas são favoráveis.

A situação se altera significativamente no dia nublado, mostrado na Figura 18b. A produção solar apresenta oscilações frequentes, com interrupções abruptas que coincidem com as quedas de irradiância observadas anteriormente. Nessas condições, a área correspondente à caldeira aumenta repetidamente, assumindo o fornecimento de vapor sempre que o campo solar deixa de fornecer energia suficiente. Em alguns períodos, a contribuição solar desaparece por completo, exigindo atuação integral da caldeira; em outros, surgem janelas curtas de produção solar que reduzem momentaneamente a carga da caldeira. O resultado é um perfil serrilhado e altamente variável, característico de operação sob nebulosidade intermitente.

Essa análise evidencia o papel complementar entre as duas fontes: o campo solar contribui sempre que há disponibilidade térmica, enquanto a caldeira garante a continuidade do suprimento em momentos de insuficiência ou variabilidade do recurso solar.

5.3 EFICIÊNCIA DO CAMPO E PRODUÇÃO DE ENERGIA

Nesta subseção apresenta-se o desempenho energético do sistema como um todo. Os resultados incluem indicadores anuais con-

solidados, perfis mensais e perfis horários representativos, com ênfase na contribuição solar, no consumo de biomassa e nas eficiências de conversão.

O recurso solar disponível na localidade é caracterizado pela Irradiância Direta Normal (DNI), que acumulada em 2018 foi de 2396 kWh/m^2 . Este valor indica a energia solar incidente por unidade de área ao longo do ano.

Considerando a área de abertura do campo solar $A_{\text{ap}} = 5248 \text{ m}^2$, a energia solar bruta disponível, representada pela Equação 5.3.1, é de aproximadamente 12.571 MWh.

$$E_{\text{disponível}} = \text{DNI}_{\text{anual}} \cdot A_{\text{ap}}. \quad (5.3.1)$$

Este valor representa o potencial teórico antes das perdas ópticas e térmicas.

A eficiência do campo solar agrega uma série de efeitos geométricos, propriedades ópticas e perdas termodinâmicas, conforme discutido no Capítulo 4.1. Para separar as perdas nas calhas das perdas nos receptores, são analisadas duas grandezas em relação à energia solar disponível.

A primeira é o fluxo de potência incidente nos coletores, $\dot{Q}_{\text{inc}}$, descrito na Equação 4.1.18, que já considera perdas inerentes aos coletores, como o efeito cosseno e bloqueios. A segunda é a energia efetivamente transferida ao fluido térmico após sua saída no último nó do campo, que agrega todas as perdas próprias do sistema, incluindo aquelas nos tubos receptores. Essa energia útil é calculada pela variação de entalpia do fluido térmico entre entrada e saída, multiplicada pela vazão mássica, conforme a Equação 5.3.2:

$$\dot{Q}_{\text{útil}}(t) = \dot{m}_{\text{HTF}} \cdot (h_{\text{saída}} - h_{\text{entrada}}), \quad (5.3.2)$$

onde:

- $\dot{m}_{\text{HTF}}$ é a vazão mássica do fluido térmico [kg/s];
- $h_{\text{saída}}$ e h_{entrada} são as entalpias específicas na saída e entrada do campo [kJ/kg].

Analizando a evolução da temperatura do fluido térmico ao longo das unidades de coletores é possível observar o aumento das perdas à medida que aproxima-se das calhas finais. Esse perfil permite verificar a distribuição do ganho de energia e validar o comportamento previsto pelo modelo em relação à inércia térmica e às perdas térmicas.

A Figura 19 apresenta a variação da temperatura do fluido térmico desde a entrada do primeiro coletor até a saída do último, considerando uma condição típica de operação sob alta irradiância. Observa-se o aumento progressivo da temperatura, influenciado pelo balanço entre a absorção de energia solar e as perdas térmicas para o ambiente, bem como pelo gradiente de temperatura entre o fluido e o receptor.

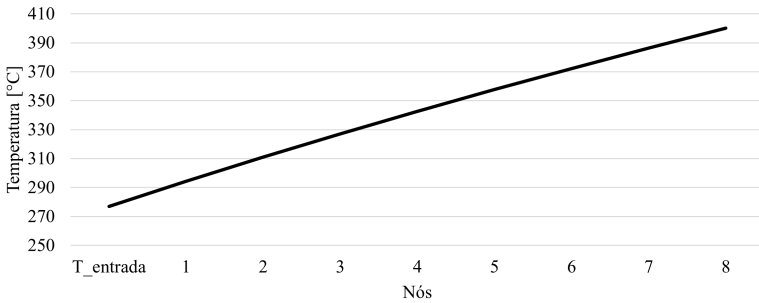


Figura 19 – Perfil de temperatura do fluido térmico ao longo das unidades de coletores.

Já a Figura 20 apresenta a variação mensal da eficiência óptica dos coletores e a eficiência térmica global do campo solar, que inclui as perdas nos receptores e no circuito térmico. Ambas as métricas são

fundamentais para avaliar o desempenho real do sistema, pois permitem distinguir as perdas puramente geométricas e óticas daquelas associadas à transferência de calor.

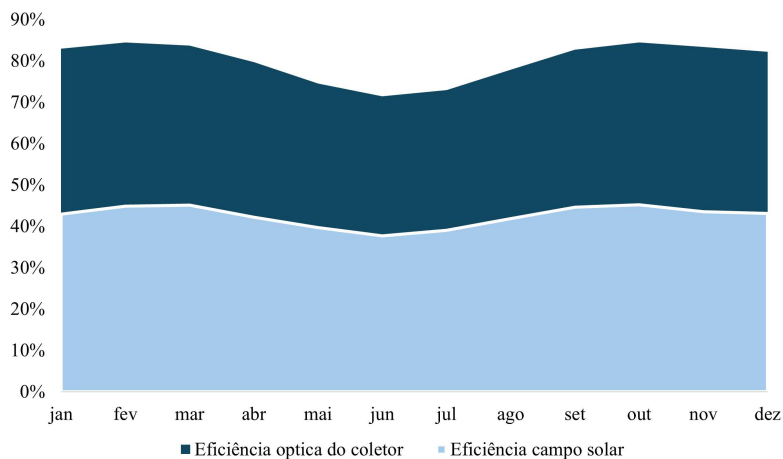


Figura 20 – Eficiência média mensal dos coletores solares.

Observa-se que, como esperado, as maiores eficiências ocorrem nos meses de verão. Esse comportamento está fortemente relacionado à posição solar, que resulta em ângulos de incidência (θ) menores durante esse período, reduzindo perdas por efeito cosseno e aumentando a interceptação da radiação. Nos meses de inverno, a elevação solar mais baixa, aumenta θ , o que reduz a eficiência óptica e, consequentemente, a eficiência térmica do campo. Além disso, temperaturas ambiente mais baixas contribuem para um gradiente térmico maior entre o receptor e o meio externo, intensificando as perdas convectivas e radiativas.

É relevante observar, que os valores de eficiência aqui são menores que os valores observados na comparação entre o modelo e os testes da SNL, observados na Figura 16. Isso se deve majoritariamente ao

momentos inoperantes do campo solar, situações onde há radiação direta maior que 0 W/m^2 , mas insuficiente para o campo operar dentro do seu regime mínimo, reduzindo a eficiência acumulada mensal.

Além da eficiência global do campo solar, é relevante considerar a eficiência dos trocadores de calor que transferem energia do fluido térmico para o processo. A Figura 21 apresenta a energia útil acumulada cedida ao sistema mensalmente pelo campo solar. Observa-se maior produção nos meses de inverno, apesar da menor eficiência térmica.

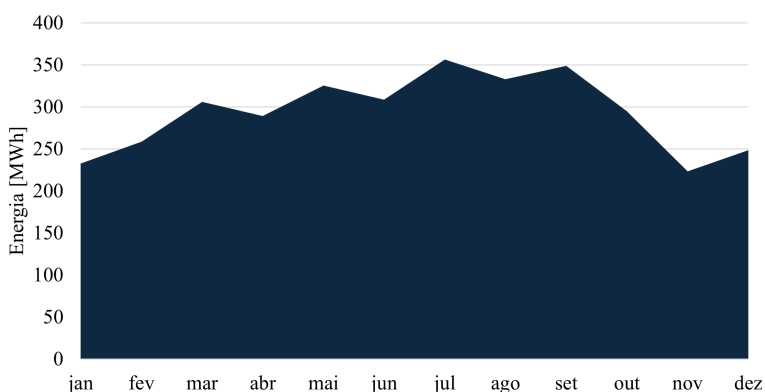
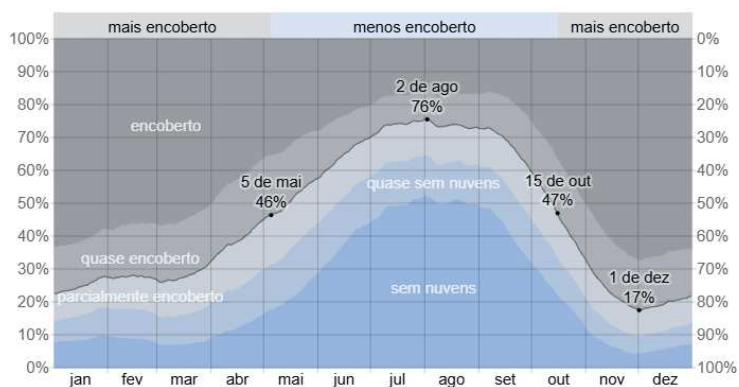


Figura 21 – Produção mensal de energia útil pelo campo solar.

Esse comportamento é explicado pelo padrão climático da região de Correntina (BA), onde o verão é marcado por maior nebulosidade e ocorrência de chuvas, reduzindo a disponibilidade de radiação direta. No inverno, o céu mais limpo favorece valores mais elevados de DNI, compensando as perdas geométricas e térmicas.

Para reforçar essa análise, a Figura 22 apresenta a porcentagem média de cobertura de nuvens ao longo do ano em Correntina (BA), conforme dados meteorológicos históricos. Nota-se que os meses de verão apresentam maior cobertura, o que explica a redução da

irradiância direta e, conseqüentemente, da produção solar.



Fonte: <https://pt.weatherspark.com>

Figura 22 – Cobertura média de nuvens em Correntina (BA) ao longo do ano.

5.4 FRAÇÃO SOLAR

Uma vez obtida a potência gerada pelo campo solar, o modelo informava a caldeira a energia necessária complementar para atingir toda a demanda requerida. A partir dessa informação, gerou-se a Figura 23, que evidencia a fração solar do sistema em cada mês. Ou seja, quanto da energia total foi originária do campo solar.

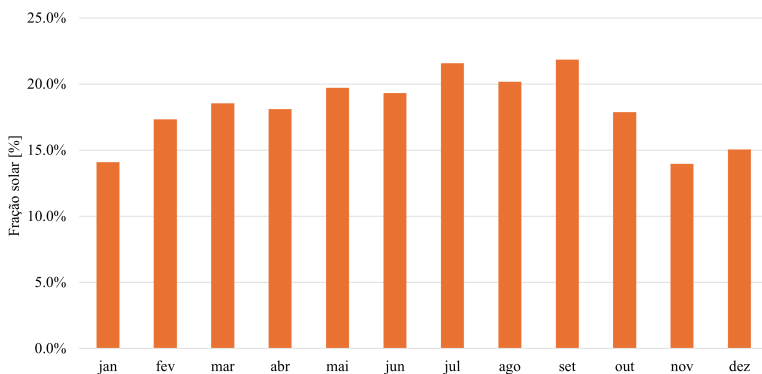


Figura 23 – Fração solar

5.5 CONSUMO DE BIOMASSA E EFICIÊNCIA DA CALDEIRA

A própria informação da fração solar mostra que a caldeira mantém um papel predominante no ano inteiro. Apesar disso, a contribuição solar reduz a carga térmica da caldeira e consequentemente a necessidade de biomassa.

A economia mensal de biomassa, apresentada na Figura 24, evidencia reduções significativas nos meses de maior disponibilidade solar, atingindo um valor máximo de 20,7% no mês de setembro quando comparada a um cenário de consumo não assistido pelo campo solar. Em termos anuais, a integração solar resulta em uma economia global de biomassa de 17,4%.

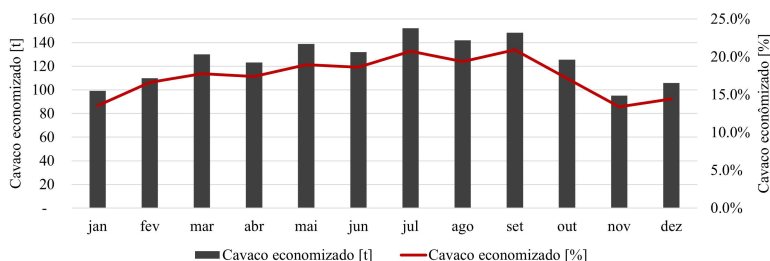


Figura 24 – Economia de cavaco de eucalipto

Por fim, a eficiência média da caldeira nesse cenário híbrido manteve-se próxima aos valores nominais (85%). Apesar das condições extremas de carga parcial levarem sua eficiência a um mínimo de 73%, a oscilação da média mensal foi pouco significativa. A Figura 25 mostra que a média mensal da caldeira permaneceu em um regime onde a eficiência da caldeira é bem constante em relação à sua carga.

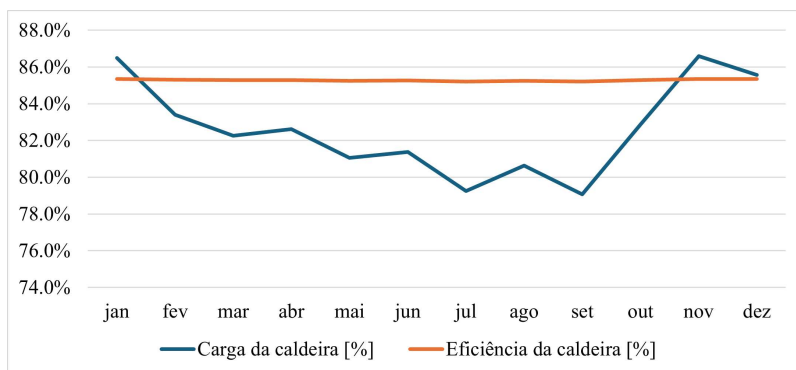


Figura 25 – Carga da caldeira e sua eficiência ao longo dos meses.

5.6 IMPACTO DO DIMENSIONAMENTO DO CAMPO SOLAR

O dimensionamento do campo solar tem efeito direto sobre a operação da caldeira em regime de carga parcial. À medida que se amplia a área coletora, a potência térmica proveniente do campo tende a substituir parte do suprimento da caldeira, reduzindo sua carga e, potencialmente, sua eficiência, dependendo da curva característica do equipamento.

Para avaliar a influência do tamanho do campo solar na operação do sistema híbrido, foram simulados diferentes cenários variando a quantidade de conjuntos de calhas parabólicas (SCAs). O arranjo base considera 8 SCAs em série, enquanto os cenários expandidos incluem:

- **12 SCAs em série:** ampliação linear do traço hidráulico, sem divisão em paralelo;
- **16, 24 e 32 SCAs em paralelo:** expansão do campo com múltiplos loops, mantendo a temperatura máxima do fluido térmico.

Em todos os casos, o sistema opera sem armazenamento térmico e deve respeitar a carga mínima da caldeira de 30%, o que significa que qualquer produção solar acima da demanda instantânea do processo é descartada. Foram observados os seguintes parâmetros:

1. **Carga da caldeira (%):** fração da potência nominal utilizada ao longo do ano;
2. **Eficiência da caldeira (%):** calculada conforme curva característica em função da carga;
3. **Energia total aproveitada (kWh):** soma da energia solar efetivamente utilizada no processo;
4. **Energia desperdiçada (kWh):** produção solar não aproveitada por falta de demanda.

5.6.1 Resultados gerais

A Tabela 14 apresenta os resultados consolidados das simulações para diferentes tamanhos de campo solar, considerando arranjos e critérios mencionados.

Tamanho do campo (SCAs)	Arranjo	Carga da caldeira	Eficiência da caldeira	Energia aproveitada (kWh)	Energia desperdiçada (kWh)
8	Base	82,0%	85,2%	3.506.357	19.766
12	Série	78,0%	85,2%	4.281.117	378.094
16	Paralelo	76,8%	85,1%	4.517.881	2.534.366
24	Paralelo	75,7%	85,1%	4.725.976	5.852.395
32	Paralelo	75,2%	85,1%	4.827.227	9.277.268

Tabela 14 – Cenários analisados para diferentes tamanhos de campo solar e seus impactos na operação da caldeira.

A variação do tamanho do campo mostrou que à medida que o campo cresce, a carga da caldeira cai até se estabilizar em torno de $\sim 75\%$, não havendo redução significativa adicional mesmo com a adição de mais conjuntos de calhas. É possível observar na Figura 26 esse comportamento.

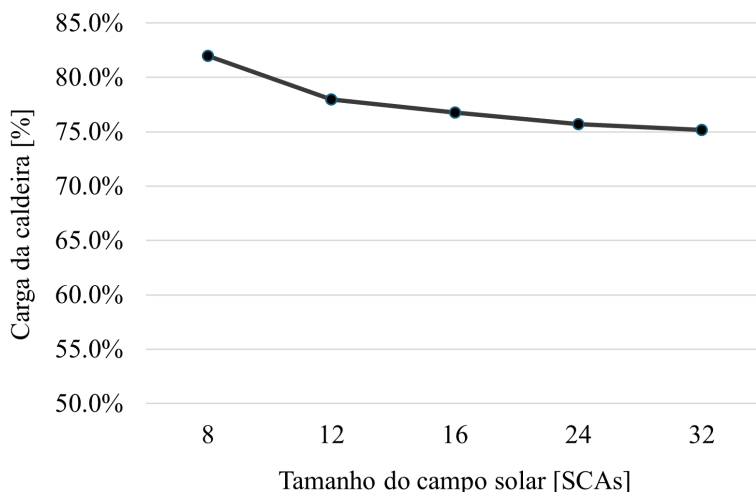


Figura 26 – Carga da caldeira em função do tamanho do campo solar (número de SCAs).

Esse efeito acontece em função da ausência de um sistema de armazenamento térmico. O aumento do campo além de um certo patamar passa a elevar apenas a energia solar desperdiçada por produção acima da demanda de processo naquele instante. Em outras palavras, a partir do ponto de estabilização, ampliar a área coletora não reduz mais a carga da caldeira, apenas aumenta a quantidade de energia solar não aproveitada por falta de demanda, conforme evidenciado na Tabela 14.

Um outro aspecto relevante à ser comentado é que, ao crescer o campo solar para além do arranjo originalmente projetado (8 SCAs), a caldeira continua tendo de operar no seu limite de 30% de carga, o que limita o potencial de crescimento do campo solar. Esse regime é crítico por diversos motivos: (i) queda de eficiência fora da faixa nominal, (ii) maior instabilidade de combustão/controla, e (iii) risco de trabalhar

em um regime de operação com partidas e paradas frequentes, o que reduz a disponibilidade e acelera o desgaste dos componentes da caldeira.

5.6.2 Caso em série com 12 SCAs

A configuração com 12 SCAs em série aparenta, à primeira vista, não sofrer perdas por excesso de produção sobre a demanda. Contudo, as simulações indicaram que em cerca de 1.622 horas anuais o circuito atingiu o limite de vazão dos receptores ($\dot{m}_{\max}$ de 12kg/s). Nesses períodos, para respeitar as restrições mecânicas/térmicas dos tubos receptores, houve necessidade de desvio de calhas ou operação abaixo do potencial solar, implicando uma perda “oculta” não contabilizada nas métricas de desperdício por falta de demanda.

5.6.3 Conclusões e implicações da análise

Os resultados obtidos demonstram que, embora a caldeira a biomassa mantenha uma eficiência relativamente alta mesmo em carga parcial, a ampliação do campo solar sem a presença de armazenamento térmico gera desperdícios significativos de energia. Após o ponto de estabilização da carga da caldeira (cerca de 65%), qualquer aumento adicional da área coletora não contribui para reduzir a carga, apenas intensifica a produção excedente que não pode ser aproveitada pelo processo.

Além disso, operar a caldeira em cargas muito baixas pode introduzir problemas dinâmicos, como partidas e paradas frequentes, que reduzem a disponibilidade e aceleram o desgaste dos componentes. Esse comportamento contradiz a ideia de que a presença da caldeira a biomassa dispensaria o uso de sistemas de armazenamento térmico. Pelo contrário, a inclusão de um reservatório térmico teria valor estratégico para:

- Aumentar a parcela solar de energia do sistema híbrido;
- Aproveitar os melhores momentos de insolação sem limitar a produção solar ou gerar desperdício;
- Diluir a utilização da energia ao longo do tempo, permitindo que a caldeira opere em faixas de carga mais estáveis e eficientes.

6 CONCLUSÕES

O presente trabalho desenvolveu e analisou um modelo termoenergético quasi-estático para um sistema de cogeração híbrida solar-biomassa sem armazenamento térmico, integrando um campo de coletores parabólicos, um receptor tubular, uma caldeira a cavaco de eucalipto e um ciclo Rankine de contrapressão. A abordagem proposta permitiu avaliar o desempenho energético do sistema a partir de dados meteorológicos reais, evidenciando o papel da irradiação solar como fonte complementar na redução da carga térmica da caldeira e do consumo de biomassa. Os resultados obtidos apresentaram boa concordância com dados experimentais e referências da literatura, indicando a consistência da modelagem adotada.

Do ponto de vista das condições de contorno, a usina híbrida foi avaliada considerando operação em regime quasi-estacionário, com demanda térmica constante de 2 MW_t ao longo do ano. A simulação anual utilizou dados meteorológicos do tipo TMY, representativos da localidade de Correntina (BA), região caracterizada por elevados níveis de irradiância direta normal. O campo solar foi composto por coletores de calha parabólica SkyFuel SkyTrough, acoplados a receptores tubulares Schott PTR80, cujas perdas térmicas foram modeladas por meio de uma rede de resistências térmicas equivalente, contemplando mecanismos de condução, convecção e radiação. As propriedades termofísicas dos materiais e do fluido de trabalho foram consideradas dependentes da temperatura, enquanto a caldeira a cavaco de eucalipto foi integrada como fonte complementar, operando segundo uma curva experimental de eficiência em função da carga térmica.

Em termos quantitativos, o campo apresentou eficiência óptica média mensal compatível com coletores comerciais de calha parabólica, enquanto a eficiência térmica global variou sazonalmente em razão da

disponibilidade de irradiância direta. Ainda que as eficiências sejam menores no inverno, a maior disponibilidade de céu limpo em Correntina nesses meses (DNI anual de 2.396kWh/m^2) resultou em maior energia útil solar nesse período, o que se refletiu em frações solares mais elevadas e em redução efetiva da carga térmica da caldeira. No agregado anual, a hibridização proporcionou economia de biomassa de 17,4%, com a eficiência média da caldeira permanecendo próxima ao valor nominal (85%), apesar de quedas pontuais até 73% quando o campo solar está em sua máxima produção.

A análise do dimensionamento do campo solar mostrou que ampliar o campo de 8 para até 32 SCAs reduz a carga da caldeira apenas até cerca de 75%; a partir daí, sem armazenamento térmico, o aumento da área gera desperdício significativo de energia. No caso com 12 SCAs, embora não haja excedente contabilizado, o sistema atinge o limite de vazão dos receptores por mais de 1.600 horas anuais, exigindo desvio ou operação abaixo do potencial solar. Esses resultados demonstram que existe um limite prático para o aumento do campo solar na ausência de armazenamento térmico: acima de certo porte, não há redução adicional relevante da carga da caldeira, apenas crescimento do excedente solar não utilizado. Logo, para aumentar a fração solar, a adoção de sistemas de armazenamento térmico torna-se condição técnica para reduzir desperdícios e garantir operação estável do sistema híbrido.

Entre as principais contribuições, destaca-se a implementação de um modelo parametrizável capaz de incorporar propriedades termofísicas dependentes da temperatura e representar as resistências térmicas do receptor tubular. Essa abordagem permitiu avaliar não apenas a eficiência do campo solar e a economia de biomassa, mas também os efeitos do dimensionamento do campo sobre a operação híbrida, evidenciando limites práticos sem armazenamento térmico.

Por outro lado, o escopo adotado impôs restrições importantes: a operação em regime estacionário e demanda constante impede avaliar transientes críticos e estratégias de controle, enquanto a ausência de análise econômica e ambiental limita a determinação da competitividade da solução. Além disso, não foi considerada a integração com armazenamento térmico, aspecto identificado como essencial para maximizar a fração solar e garantir estabilidade operacional.

6.1 TRABALHOS FUTUROS

Diante das limitações identificadas, recomenda-se que estudos futuros avancem em quatro frentes principais:

- **Integração de estratégias de controle dinâmico:** Incorporar modelos que representem transientes térmicos e lógicas de controle avançadas, permitindo avaliar a resposta do sistema a variações de carga e rampas de irradiância solar.
- **Inclusão de sistemas de armazenamento térmico (TES):** Investigar diferentes tecnologias e capacidades de armazenamento para maximizar a fração solar, reduzir desperdícios e garantir operação estável da caldeira em cargas parciais.
- **Avaliação econômica e ambiental completa:** Realizar análises de CAPEX/OPEX, custo nivelado de energia (LCOE) e impactos ambientais, fundamentais para determinar a competitividade e a sustentabilidade da solução híbrida.
- **Aplicação de metodologias de otimização:** Empregar técnicas de otimização multiobjetivo para definir o dimensionamento ótimo do campo solar, capacidade de armazenamento e estratégias de operação, considerando simultaneamente critérios técnicos, econômicos e ambientais.

REFERÊNCIAS

AGENCY, International Energy. **Renewables 2023: Analysis and Forecast to 2028**. Paris, 2023. Acesso em: 2025-08-22. Disponível em: <https://www.iea.org/reports/renewables-2023>.

ALCALDE-MORALES, S.; VALENZUELA, L.; SERRANO-AGUILERA, J. J. Heat losses in a trapezoidal cavity receiver of a linear Fresnel collector: A CFD approach. **Heliyon**, v. 9, e18692, 2023.

ALMOHSEN, A.; KHAN, S. U. **Simulate the CSP Dish Stirling and Generic Model by Using SAM Software**. [*S. l.: s. n.*], 2024. <https://seeasjournal.com/wp-content/uploads/2024/12/Simulate-the-CSP-Dish-Sterling-and-Generic-Model-by-Using-SAM.pdf>. Acesso em: 29 nov. 2025.

ANDRAKA, C. **Dish Technology Assessment**. [*S. l.*], 2018.

ANEEL. **Sistema de Informações de Geração – SIGA**. [*S. l.: s. n.*], 2021.

ANSARI, S.H.; LIU, X. Integrated Biomass Gasification Combined Cycle Facilitated with CSP. *In*: SASEC 2024 Proceedings. [*S. l.: s. n.*], 2024.

BELLOS, E.; TZIVANIDIS, C.; MOGHIMI, M. A. Reducing the optical end losses of a linear Fresnel reflector using novel techniques. **Clean Energy Research Group, University of Pretoria**, 2020.

CHEMIEINGENIEURWESEN, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und. **VDI Heat Atlas**. [*S. l.*]: Springer, 2010.

CORTEZ, L. A. B.; LORA, Electo Silva; GÓMEZ, Edgardo Olivares. **Biomassa para Energia**. 1. ed. Campinas: Editora da UNICAMP, 2008. ISBN 978-85-268-0776-5.

DÍAZ PÉREZ, Álvaro A.; BURIN, Eduardo Konrad; BAZZO, Edson. Part load operation analysis of a biomass steam generator integrated with a Linear Fresnel solar field. **Energy**, v. 282, p. 128590, 2023. ISSN 0360-5442. DOI: 10.1016/j.energy.2023.128590. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544223019849>.

DÍAZ PÉREZ, Álvaro Adolfo. **Análise da operação em carga parcial de um gerador de vapor a biomassa integrado a um campo solar Linear Fresnel**. 2024. Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis.

DPI, NSW. **Biomass for Bioenergy — Hybrid Solar–Biomass Plants (Factsheet)**. [S. l.: s. n.], 2019. https://www.dpi.nsw.gov.au/__data/assets/pdf_file/0006/1225239/Factsheet-HYBRID-SOLAR-BIOMASS-PLANTS-Accessible.pdf.

DUFFIE, John A.; BECKMAN, William A. **Solar Engineering of Thermal Processes**. 4. ed. Hoboken, NJ: Wiley, 2013. ISBN 978-1-118-35254-8.

EASTMAN CHEMICAL COMPANY. **Therminol VP-1 Heat Transfer Fluid: Technical Bulletin**. [S. l.], 2019. Acessado: 21 de outubro de 2025. Disponível em: <https://www.eastman.com/content/dam/eastman/corporate/en/literature/t/tf9141.pdf>.

FORRISTALL, R. **Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver**. [S. l.], 2003. Disponível em: <https://docs.nrel.gov/docs/fy04osti/34169.pdf>.

GAUL, H.; RABL, A. Incidence-Angle Modifier and Average Optical Efficiency of Parabolic Trough Collectors. **Journal of Solar Energy Engineering**, v. 102, n. 1, p. 16–21, 1980. DOI: 10.1115/1.3266115.

GIL, J.; RUBIERA, F. Hybridization of Solar Thermal and Biomass Systems: Configurations and Performance. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 103, p. 123–135, 2019. DOI: 10.1016/j.rser.2018.12.045.

HAMILTON, W.; MARTINEK, J.; COX, J.; NEWMAN, A. **Modeling and Optimizing CSP–PV Hybrid Systems Using HOPP (SolarPACES 2022)**. [S. l.: s. n.], 2022.
https://cms2022.solarpaces-conference.org/file/display_attachment/e76e106517606595837b0a751ffd122?filename=William+Hamilton+-+Presentation.pdf.

IEA-ETSAP; IRENA. **Solar Heat for Industrial Processes - Technology Brief**. [S. l.: s. n.], 2015.
<https://www.irena.org/publications/2015/Jan/Solar-Heat-for-Industrial-Processes>. Acesso em: 29 nov. 2025.

INDIA, Mission Innovation. **Solar–Biomass Hybrid Thermal Technology Demonstration Plant**. [S. l.: s. n.], 2025.
<https://mi-india.in/solar-biomass-hybrid-thermal-technology-demonstration-plant/>.

INDÚSTRIA BRASILEIRA DE ÁRVORES (IBÁ). **Árvores cultivadas para fins industriais**. Página institucional sobre árvores cultivadas para fins industriais, com descrição do setor florestal e uso sustentável no Brasil. IBÁ – Indústria Brasileira de Árvores. 2025. Disponível em: <https://iba.org/o-setor/arvores-cultivadas/arvores-cultivadas-para-fins-industriais/>. Acesso em: 28 dez. 2025.

JENSEN, A.R.; SIFNAIOS, I.; PERERS, B.; ROTHMANN, J.H.; MÖRCH, S.D. *et al.* Demonstration of a concentrated solar power and biomass plant for combined heat and power. **Energy Conversion and Management**, v. 271, p. 116207, 2022.

KEARNEY, D. **Utility-Scale Parabolic Trough Solar Systems: Performance Acceptance Test Guidelines**. [S. l.], 2011.

KERN, Donald Q. **Process Heat Transfer**. [S. l.]: McGraw-Hill, 1983.

KHAN, M. *et al.* Recent Developments in Concentrated Solar Power Technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 174, p. 113163, 2023. DOI: 10.1016/j.rser.2022.113163.

KUTSCHER, C.; GUMMO, C.; BURKHOLDER, F. **Parabolic Trough Collector Testing at Sandia's Rotating Platform**. [S. l.], 1994. Disponível em: <https://prod-ng.sandia.gov/techlib-noauth/access-control.cgi/1994/941884.pdf>.

LEMONS, Leonardo Freire Pereira. **A novel machine-learning-based approach for techno-economic assessments of renewable technologies for industrial heat**. 2024. Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Santa Catarina.

MAGAZINE, Wood Bioenergy. **Hybrid Solar–Biomass Plant Is Running (Termosolar Borges)**. [S. l.: s. n.], 2025. <https://woodbioenergymagazine.com/solar-biomass-hybrid-plant/>.

NATIONAL RENEWABLE ENERGY LABORATORY (NREL). **National Solar Radiation Database (NSRDB) Data Viewer**. [S. l.: s. n.], 2024. <https://nsrdb.nrel.gov/data-viewer>. Accessed: 22 Feb. 2026.

NIXON, J.D.; DEY, P.K.; DAVIES, P.A. **The feasibility of hybrid solar–biomass power plants in India**. [S. l.: s. n.], 2012. https://publications.aston.ac.uk/id/eprint/17800/1/The_feasibility_of_hybrid_solar_biomass_power_plants_in_India.pdf.

NOGUEIRA, Luiz Augusto; LORA, Electo Silva. **Dendroenergia: Fundamentos e Aplicações**. 2. ed. Itajubá: Editora da UNIFEI, 2003.

ÖZDEMİR, M. **Modeling and Financial Analysis of a Solar–Biomass Hybrid Power Plant in Turkey**. 2017. Tese (Doutorado) – Middle East Technical University.

PAYBACK, Solar. **Energia Termossolar para a Indústria**. [S. l.: s. n.], 2017. <https://www.solarpayback.com>. Acesso em: 29 nov. 2025.

PEREIRA, Enio *et al.* **Atlas Brasileiro de Energia Solar – 2ª Edição**. [S. l.: s. n.], ago. 2017. ISBN 978-85-17-00089-8. DOI: 10.34024/978851700089.

PESQUISA ENERGÉTICA, Empresa de. **Balanco Energético Nacional 2022**. [S. l.: s. n.], 2022. <https://www.epe.gov.br>. Acesso em: 29 nov. 2025.

PESQUISA ENERGÉTICA, Empresa de. **Balanco Energético Nacional 2024: Ano Base 2023**. Rio de Janeiro, 2024. Acesso em: 2025-08-22. Disponível em: <https://www.epe.gov.br>.

PESQUISA ENERGÉTICA (EPE), Empresa de. **Balanco Energético Nacional 2021**. Rio de Janeiro, 2021.

PESQUISA ENERGÉTICA (EPE), Empresa de. **Papel da Biomassa na Expansão da Geração de Energia Elétrica**. Rio de Janeiro, 2018.

RESOURCEWISE. **Brazil pulp mill wood fiber costs double over two decades**. Análise de mercado do setor florestal brasileiro indicando aumento significativo dos custos de fibra de madeira de eucalipto ao longo das últimas duas décadas, impulsionado por pressões de demanda e custos logísticos. ResourceWise. 2023.

Disponível em: <https://www.resourcewise.com/blog/forest-products-blog/brazil-pulpmill-wood-fiber-costs-double>. Acesso em: 6 nov. 2025.

SCHOTT SOLAR CSP COMPONENTS. **PTR 80 Receiver Technical Data Sheet**. [S. l.: s. n.], 2012. Disponível em: <https://www.schott.com/csp>.

SHC, IEA. **Task 49 — Solar Heat Integration in Industrial Processes (Deliverables)**. [S. l.: s. n.], 2016. <http://task49.iea-shc.org/publications>.

SHC, IEA. **Task 64 - Solar Process Heat**. [S. l.: s. n.], 2023. <https://task64.iea-shc.org>. Acesso em: 29 nov. 2025.

SHC, IEA. **Task 64 — Solar Process Heat**. [S. l.: s. n.], 2023. <https://task64.iea-shc.org/>.

SOARES, J.; OLIVEIRA, A.C.; DIECKMANN, S. *et al.* Evaluation of the performance of hybrid CSP/biomass power plants. **International Journal of Low-Carbon Technologies**, v. 13, n. 4, p. 380–387, 2018.

SOLARPACES. **Global CSP Projects Overview**. [S. l.: s. n.], 2025. <https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/>. Atualizado em março de 2025. Acesso em: 29 ago. 2025.

SOLARPACES. **How CSP Works: Tower, Trough, Fresnel or Dish**. [S. l.: s. n.], 2018. <https://www.solarpaces.org/how-csp-works/>. Acesso em: 29 nov. 2025.

THE INTERNATIONAL ASSOCIATION FOR THE PROPERTIES OF WATER AND STEAM. **Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of**

Water and Steam. Erlangen, Germany, 1997. Disponível em: <http://www.iapws.org>.

TURCHI, C.; MA, Z.; ERBES, M. Gas Turbine / Solar Parabolic Trough Hybrid Designs. *In: ASME Turbo Expo 2011. [S. l.: s. n.], 2011.*

VAKKILAINEN, Esa Kari. **Steam Generation from Biomass.** [S. l.]: Elsevier, 2017. ISBN 9780128044070.

VDI. **VDI Guideline 6002 - Solar Heating for Industrial Processes.** [S. l.: s. n.], 2015. <https://www.vdi.de>. Acesso em: 29 nov. 2025.

WAGNER, Michael J.; GILMAN, Paul. **Technical Manual for the SAM Physical Trough Model.** [S. l.], 2011. NREL/TP-5500-51825. Disponível em: <https://www.nrel.gov/>.

WEISS, W.; SPÖRK-DÜR, M. **Solar Heat Worldwide 2024.** [S. l.: s. n.], 2024. <https://www.iea-shc.org>. Acesso em: 29 nov. 2025.

WHITE, David L.; SCHUKNECHT, Nate; HOSTE, Graeme. **Development of a High-Concentration, Low-Cost Parabolic Trough System for Baseload CSP Generation (PhaseII Final Report).** [S. l.], mar. 2014. DOI: 10.2172/1155057. Disponível em: <https://www.osti.gov/servlets/purl/1155057>.