UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MANUEL OLIVEIRA BATISTA JUNIOR

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO SOLAR DE BAIXA TEMPERATURA UTILIZANDO RANKINE ORGÂNICO E COMPARAÇÃO COM GERAÇÃO FOTOVOLTAICA

Recife
2022

MANUEL OLIVEIRA BATISTA JUNIOR

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO SOLAR DE BAIXA TEMPERATURA UTILIZANDO RANKINE ORGÂNICO E COMPARAÇÃO COM GERAÇÃO FOTOVOLTAICA

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia.

Orientador: Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra.

Recife

2022

Catalogação na fonte:
Bibliotecária Sandra Maria Neri Santiago, CRB-4 / 1267

B333m Batista Junior, Manuel Oliveira.
Modelagem e simulação de um sistema de cogeração solar de baixa temperatura utilizando rankine orgânico e comparação com geração fotovoltaica / Manuel Oliveira Batista Junior. – 2022.
144 f.: il., figs., gráfs., quadrs., abev. e siglas.

Orientador: Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra.
Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Recife, 2022.
Inclui referências, apêndices e anexo.

1. Engenharia mecânica. 2. Coletor solar. 3. Rankine orgânico. 4. Energia solar. 5. Cogeração. 6. Eletricidade. 7. Melhoria de eficiência. I. Dutra, José Carlos Charamba (Orientador). II. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.) BCTG/2022-366

MANUEL OLIVEIRA BATISTA JUNIOR

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO SOLAR DE BAIXA TEMPERATURA UTILIZANDO RANKINE ORGÂNICO E COMPARAÇÃO COM GERAÇÃO FOTOVOLTAICA

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, como requisito parcial para a obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica. Área de concentração: Energia.

Aprovada em: 22 / 07 / 2022.

BANCA EXAMINADORA

_____
Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

_____
Prof. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

_____
Prof. Dr. Carlos Alberto Brayner de Oliveira Lira (Examinador Externo)
Universidade Federal de Pernambuco

Aos meus pais;

Aos meus irmãos;

Aos meus amigos;

Aos que amo, minha família.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra, cuja orientação, apoio e confiança me conduziram docemente ao longo desta pesquisa. Agradeço por sua condução sempre assertiva e construtiva, com espírito entusiasta e colaborativo ao longo de toda jornada.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - CAPES, pelo incentivo ao programa de pós-graduação da Universidade Federal de Pernambuco - UFPE, indispensável para o desenvolvimento técnico e científico da instituição e região.

À Fundação de Amparo à Ciência e Tecnologia do Estado de Pernambuco - FACEPE pelo apoio financeiro através da concessão de bolsa de mestrado, fundamentalmente importante para a viabilidade deste trabalho.

A vida na Terra ocorre quase que exclusivamente à luz solar. Os vegetais reúnem os fótons e convertem a energia solar em química. Os animais parasitam as plantas. A agricultura é simplesmente a colheita metódica da luz solar, utilizando as plantas como intermediários forçados. Nós somos, quase todos, movidos a energia solar. (SAGAN, 1980, p. 235).

RESUMO

Diante dos desafios climáticos da atualidade, o mundo necessita reduzir as emissões e poluição ambientais de forma urgente e duradoura. Neste contexto, a matriz energética global, por fatores econômicos e de crescimento populacional, apresenta uma demanda crescente. Uma das principais fontes energéticas, os combustíveis fósseis, são uma das principais fontes de emissões causadoras de desequilíbrios ambientais. Portanto, o desenvolvimento de soluções ambientalmente sustentáveis de produção de energia são cada vez mais necessárias. Neste âmago, a exploração da matriz energética solar se apresenta com enorme potencial e disponibilidade ao atendimento desses desafios de forma sustentável. De fato, dentre todas as fontes sustentáveis de energia, a solar possui a maior disponibilidade e potencial de exploração. Neste sentido, foi modelado e simulado um sistema de cogeração de energia elétrica e térmica, baseado no ciclo Rankine orgânico operando com amônia, alimentado por fonte térmica solar de baixa temperatura. O modelo foi desenvolvido para atender uma potência nominal de 1 kW e realizado estudo com dados da cidade do Recife-PE. A seleção do fluido de trabalho considerou critérios técnicos e ambientais. Foram investigados 5 coletores solares planos de características diversas, com comparativos de desempenho. Foi proposto e simulado um processo de otimização geométrica de um dos coletores solares comerciais estudados, obtendo melhoria de eficiência do equipamento, com acréscimo de 5,32% na eficiência global. Foram comparados os resultados de produção de energia elétrica com um sistema fotovoltaico de capacidade semelhante, de forma qualitativa. No sistema de cogeração SORC-DWH simulado foi obtida uma eficiência global de 19,34%, gerando 3.174 kWh/ano, suficiente para atender 60% do consumo elétrico de duas residências consideradas de 220 kWh/mês cada.

Palavras-chave: coletor solar; rankine orgânico; energia solar; cogeração; eletricidade; melhoria de eficiência.

ABSTRACT

In order to address today's climate challenges, the world must urgently and permanently reduce environmental emissions and pollution. In this context, the global energy matrix shows an increasing demand due to economic and population growth factors. Fossil fuels, one of the primary energy sources, are a major source of emissions that contribute to environmental imbalances. As a result, the development of environmentally sustainable energy production solutions is becoming increasingly important. At its core, solar energy matrix exploration offers enormous potential and availability to meet these challenges in a sustainable manner. Indeed, of all sustainable energy sources, solar has the greatest availability and exploitation potential. In this regard, a cogeneration system for electrical and thermal energy was modeled and simulated, which was powered by a low-temperature solar thermal source and was based on the organic Rankine cycle, operating with ammonia. The model was created with a nominal power of 1 kW in mind, and a study was conducted using data from the city of Recife-PE. The working fluid was chosen with technical and environmental considerations in mind. Five flat solar collectors with varying characteristics were investigated and their performance was compared. A geometric optimization process for one of the commercial solar collectors studied was proposed and simulated, resulting in an improvement in the equipment's efficiency, with a 5.32 percent increase in overall efficiency. The results of electric energy production were qualitatively compared to a photovoltaic system of comparable capacity. The overall efficiency of the simulated SORC-DWH cogeneration system was 19.34 percent, generating 3,174 kWh/year, enough to supply 60% of the electricity consumption of two considered residences of 220 kWh/month each.

Keywords: solar collector; organic rankine; solar energy; cogeneration; electricity; efficiency improvement.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Fluxo energético brasileiro em 2020 38

Figura 2 – Fluxo energético no setor de energia elétrica brasileiro em 2020 39

Figura 3 – Geometria e componentes de radiação solar no coletor 44

Figura 4 – Média anual do total diário de irradiação direta normal 46

Figura 5 – Evolução da micro e minigeração distribuída no Brasil 47

Figura 6 – Produção anual de energia térmica por área de coletor e demanda anual de energia térmica por litro de água aquecida a 40ºC 48

Figura 7 – Mapa de irradiação solar direta normal anual 49

Figura 8 – Exemplo de armazenagem térmica com tanque único de amortecimento (*single buffer*) 51

Figura 9 – Exemplos de reservatórios do tipo *thermocline*, com troca térmica direta (esquerda) e indireta (direita) 52

Figura 10 – Exemplos de armazenamento térmico em dois tanques, com troca térmica direta (esquerda) e indireta (direita) 52

Figura 11 – Corte transversal de um coletor solar plano simples 54

Figura 12 – Esquemático de um tubo evacuado 55

Figura 13 – Coletor de tubos evacuados 55

Figura 14 – Coletor solar MT-Power v4, com detalhes construtivos em destaque 56

Figura 15 – Dados técnicos do módulo fotovoltaico, Trina Solar TSM250PDG5 60

Figura 16 – Dados técnicos do conversor DC/AC inverter, Open Energy:

Solar Save 1100 [240] 61

Figura 17 – Detalhe da corrugação em “V” 73

Figura 18 – Diagrama dos reservatórios térmicos e bombas, em destaque 88

Figura 19 – Corte esquemático do reservatório térmico 89

Figura 20 – Resultados e dados de simulação do reservatório 93

Figura 21 – Esquemático do trocador de calor 94

Figura 22 – Lógica de acionamento das bombas 97

Figura 23 – Esquema de montagem do sistema simulado 100

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Oferta interna de energia no Brasil 17

Gráfico 2 – Oferta interna de energia elétrica por fonte, no Brasil 18

Gráfico 3 – Oferta Interna de Energia Elétrica por Fonte, no Brasil 45

Gráfico 4 – Irradiação anual para cidade do Recife-PE, TMY 62

Gráfico 5 – Transmitância espectral de vidro de 6mm, com concentrações variadas de óxido de ferro 65

Gráfico 6 – Distribuição espectral de radiação extraterrestre a meia distância entre Terra e Sol 66

Gráfico 7 – Espectro eletromagnético da radiação solar com representação da atenuação da radiação incidente através da atmosfera 66

Gráfico 8 – Superfície seletiva hipotética, com corte a 3μm 68

Gráfico 9 – Refletância espectral de materiais diversos 69

Gráfico 10 – Derivadas de ϵ e α em função do ângulo γ, para K = 0,25 75

Gráfico 11 – Ábacos gráficos para valores de α e ϵ em função do ângulo γ de abertura de uma superfície com corrugações em “V” ... 76

Gráfico 12 – Modificador do ângulo de incidência $K_{\tau\alpha}$ em função de 1/cosθ - 1 para o coletor TVP Solar e interpolação de reta de inclinação 80

Gráfico 13 – Ciclo Rankine sobreposto em diagrama T-s para amônia 85

Gráfico 14 – Curvas de eficiência dos coletores 108

Gráfico 15 – Energia útil fornecida por coletor 111

Gráfico 16 – Energia útil por metro quadrado fornecida por coletor 111

Gráfico 17 – Elevação de temperatura de saída, com coletores em série 112

Gráfico 18 – Produção anual de energia em função da temperatura da caldeira 113

Gráfico 19 – Perfil de produção anual de energia 115

Gráfico 20 – Horas de operação e horas de incidência solar 116

Gráfico 21 – Comparativo de horas, arranjos com coletores TVP Solar ... 117

Gráfico 22 – Comparativo de produção de energia elétrica, arranjos com coletores TVP Solar 117

Gráfico 23 – Comparativo de produção anual de energia elétrica em função da temperatura da caldeira 121

Gráfico 24 – Comparativo de produção mensal de energia elétrica 121

Gráfico 25 – Dados mensais de produção de energia elétrica do sistema fotovoltaico 123

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Oferta interna de energia no Brasil 40

Quadro 2 – Dados dimensionais do reservatório 89

Quadro 3 – Lista de fluidos de trabalho e suas propriedades 99

Quadro 4 – Lista de coletores simulados 102

Quadro 5 – Dados de interesse para os coletores solares 103

Quadro 6 – Dados de entrada do ciclo Rankine 104

Quadro 7 – Dados de funcionamento de um dia típico do sistema (17/01) 105

Quadro 8 – Dados de propriedades de coletores solares 108

Quadro 9 – Dados característicos dos coletores solares simulados 110

Quadro 10 – Dados anuais de desempenho dos sistemas, parte 1 118

Quadro 11 – Dados anuais de desempenho dos sistemas, parte 2 119

Quadro 12 – Dados anuais do sistema de cogeração solar 122

Quadro 13 – Dados de localidade e geométricos do sistema fotovoltaico 124

Quadro 14 – Dados anuais de produção de energia elétrica do sistema fotovoltaico 124

Quadro 15 – Dados comparativos anuais entre os sistemas de aproveitamento de energia solar 125

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CHP	Combined Heat and Power
CCHP	Combined Cooling Heating and Power
CFD	Computational Fluid Dynamics
DWH	Domestic Water Heating
EES	Engineering Equation Solver
FPSC	Flat Plate Solar Collector
GPW	Global Warming Potential
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
MMGD	Micro e Minigeração Distribuída
NREL	National Renewable Energy Laboratory
NSRDB	National Solar Radiation Database
ODP	Ozone Depletion Potential
ORC	Organic Rankine Cycle
PBE	Programa Brasileiro de Etiquetagem
PV-T	Photovoltaic Thermal
SAM	System Advisor Model
SORC	Solar Organic Rankine Cycle
TMY	Typical Meteorological Year
TSRY	Typical Solar Radiation Year
WHR	Waste Heat Recovery

SUMÁRIO

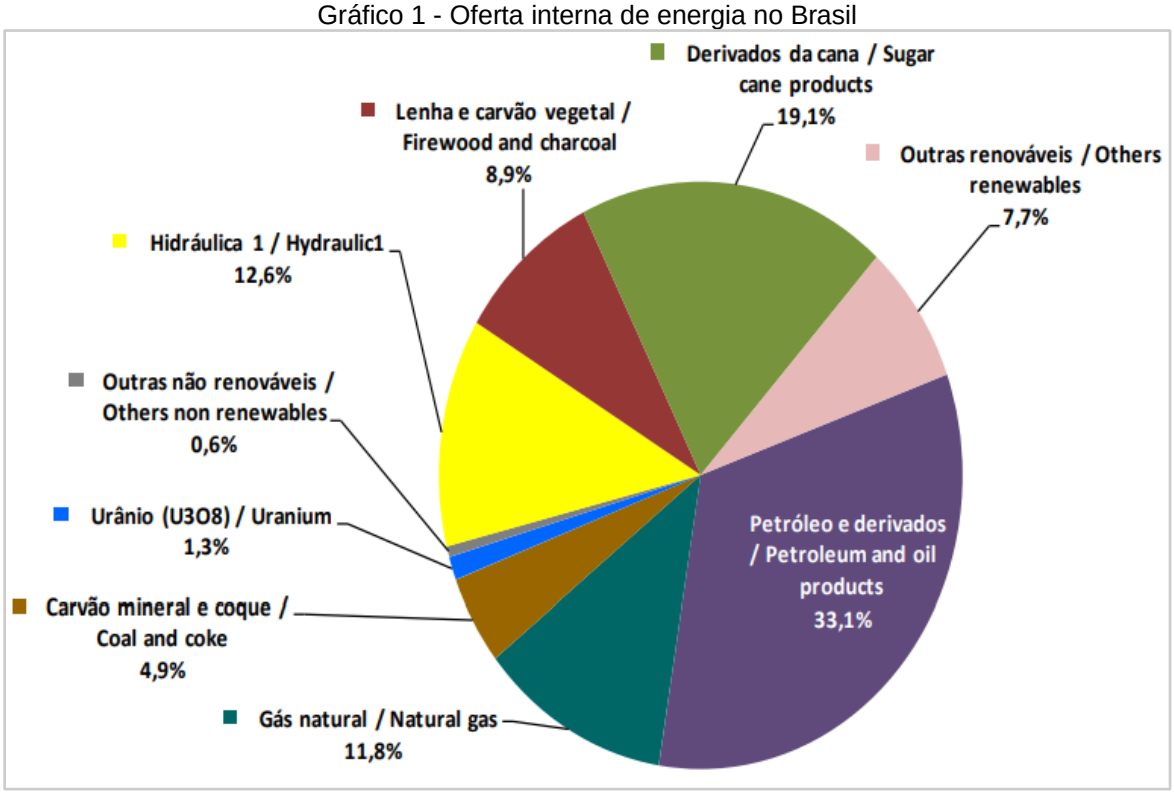
1 INTRODUÇÃO 17
1.1 OBJETIVOS 20
1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO 21
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 22
2.1 COLETORES SOLARES 22
2.2 OTIMIZAÇÃO DE COLETORES SOLARES 25
2.3 RECUPERAÇÃO DE CALOR 27
2.4 CICLOS RANKINE E COGERAÇÃO 29
2.5 FLUIDOS DE TRABALHO 32
3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA 35
3.1 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA 35
3.2 SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA 36
3.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR 37
3.4 MATRIZ ENERGÉTICA 38
3.5 COGERAÇÃO 40
3.6 CICLO RANKINE 42
3.6.1 Ciclo Rankine Orgânico 43
3.7 ENERGIA SOLAR 44
3.7.1 Sistemas Fotovoltaicos 46
3.7.2 Coletores solares térmicos 48
3.7.3 Concentradores solares 49
3.8 ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA 50
3.8.1 Reservatório térmico por calor sensível 50
3.8.2 Reservatório térmico por calor latente 53
3.8.3 Reservatório térmico termoquímico 53
3.9 COLETORES SOLARES TÉRMICOS PLANOS 53
3.9.1 Coletores solares planos simples 54
3.9.2 Coletores solares planos de tubos evacuados 55
3.9.3 Coletores solares planos de placas evacuadas 56
4 METODOLOGIA 57

4.1 EES 58
4.2 SAM 59
4.3 BASE DE DADOS SOLARIMÉTRICOS 61
4.4 BASE DE DADOS DOS COLETORES 62
4.5 EQUAÇÕES PARA COLETORES SOLARES PLANOS 63
4.5.1 OTIMIZAÇÃO DE ABSORVEDORES PLANOS (*V-GROOVE*) 73
4.6 DADOS DOS COLETORES SIMULADOS 78
4.6.1 Ajuste de vazão 80
4.6.2 Coletor equivalente em série 81
4.6.3 Ajuste por perdas térmicas das tubulações 83
4.7 CICLO RANKINE 84
4.8 RESERVATÓRIOS TÉRMICOS 86
4.9 TROCADORES DE CALOR 93
4.10 BOMBAS 95
4.11 TURBINA 97
4.12 FLUIDO DE TRABALHO 98
4.13 MODELAGEM DE SISTEMA RANKINE ORGÂNICO SOLAR 100
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES 107
5.1 SISTEMA RANKINE ORGÂNICO SOLAR 107
5.2 SIST. DE COGERAÇÃO RANKINE ORGÂNICO COM AQUECIMENTO 120
5.3 SISTEMA FOTOVOLTAICO 122
5.4 COMPARATIVO DE RESULTADOS 124
6 CONCLUSÕES 127
7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS 129
REFERÊNCIAS 130
APÊNDICE A – DADOS DE SIMULAÇÔES COM V-GROOVE 136
APÊNDICE B – DESCRITIVO DE VAR. E UNID. CONSIDERADAS 137
ANEXO A – CERTIFICADOS DE VALIDAÇÃO 140

1 INTRODUÇÃO

Avaliando o contexto energético global, sempre são demandadas grandes quantidades de energia, seja térmica, mecânica ou elétrica, para uso doméstico ou industrial. De fato, a disponibilidade de energia e o seu custo de produção e uso podem ser associados ao grau de desenvolvimento dos países. Assim, iniciativas objetivando formas alternativas de produção e melhoria na eficiência do consumo destas energias são fundamentais. Os custos de produção, distribuição e consumo impactam de forma direta nos resultados financeiros sendo, por isso, uma motivação para o desenvolvimento de alternativas de produção e uso de maior eficiência da energia.

Gráfico 1 - Oferta interna de energia no Brasil

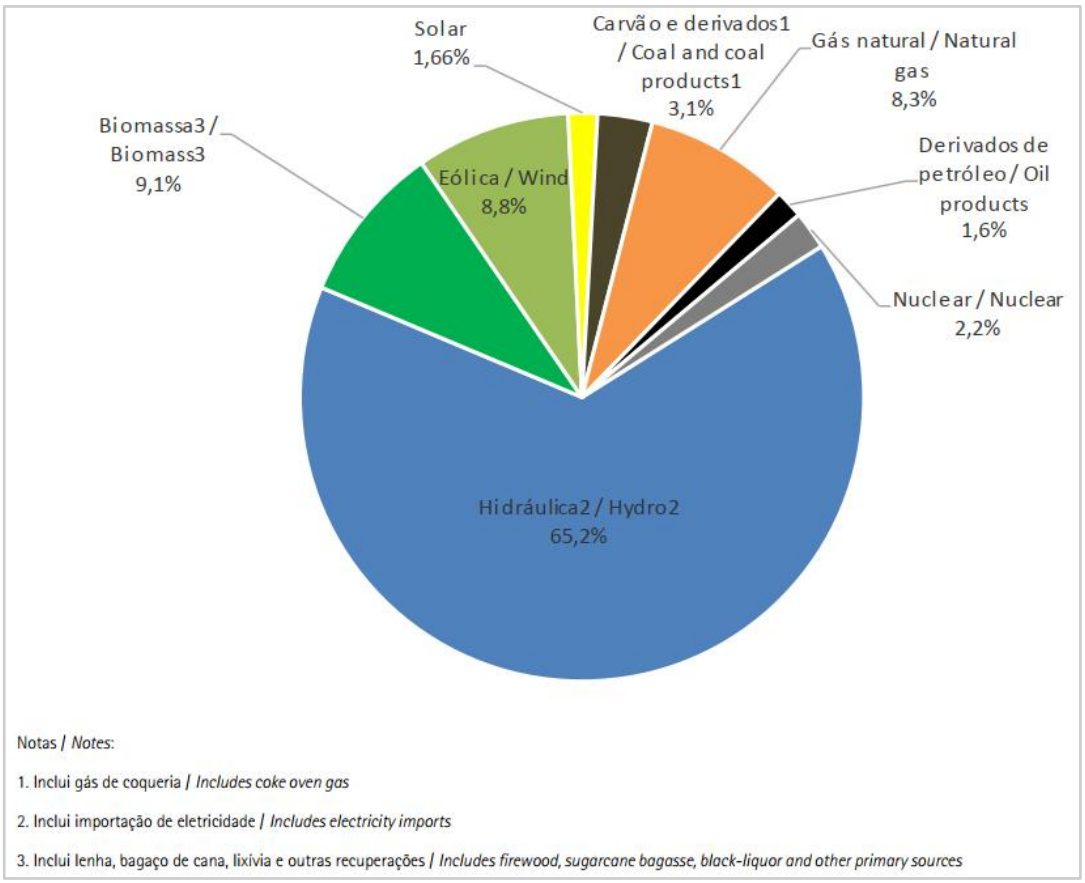


Fonte: Brasil (2021a)

Ademais, a matriz energética global e brasileira apresentam um perfil de consumo elevado dos combustíveis ditos fósseis (Brasil, 2021a) os quais são bastante poluentes e causadores de efeitos adversos ao meio ambiente como o efeito estufa e as chuvas ácidas. Destacando o fato da matriz brasileira já ser considerada muito sustentável, sobretudo avaliando estritamente o setor de energia

elétrica brasileiro, com mais 80% de origem sustentável ou renovável (Brasil, 2021a). O Gráfico 2. apresenta o destaque da matriz de energia elétrica brasileira.

Gráfico 2 - Oferta interna de energia elétrica por fonte, no Brasil



Fonte: Brasil (2021a)

Os fatores ambientais, decorrentes do elevado nível de emissões, afetam diretamente a vida das pessoas e modificam o meio ambiente, de forma geral. Portanto, devido ao perfil energético atual, o mundo, como um todo, arca com um alto custo ambiental para produção de energia primária. Vale destacar o fato de que na matriz energética total está incluso o consumo de todos os setores, inclusive no uso de automóveis. O Gráfico 1 apresenta os dados da matriz energética brasileira e sua distribuição entre as diversas fontes.

Além disso, a mudança no perfil da matriz energética, não apenas no Brasil mas no mundo, é um tema atual. O termo transição energética é usualmente empregado para definir a necessidade de substituição das fontes fósseis por fontes sustentáveis e não agressivas ao meio ambiente, na matriz energética. Segundo o compromisso assumido pelos países, na cúpula do clima de 2021, até o ano de

2050 pretende-se zerar ou neutralizar as emissões de carbono na atmosfera, produzido por combustíveis (WYMAN, 2021).

Dentro deste contexto, o uso de ciclos termodinâmicos com o objetivo de aproveitar fontes térmicas a baixas temperaturas (<200°C) para produção de energia elétrica é uma opção a ser considerada. Porém, necessita de estudos de eficiência para identificar as melhores soluções e sua viabilidade. No intuito de otimizar o uso da energia disponível e desenvolver novas possibilidades de fontes energéticas, os estudos nesta área são de suma importância. Os esforços para melhor aproveitamento das fontes de energia é um tema de relevância para a sociedade, pois visa reduzir principalmente os custos financeiros. Paralelamente, o impacto ambiental pode ser mitigado com um uso de fontes primárias não poluentes e renováveis, como é o caso da energia solar. Melhorando, como consequência, a relação entre energia gerada e seus impactos ambientais, notadamente as emissões de gases nocivos à atmosfera.

Aliado a isto, as iniciativas e incentivos governamentais no sentido de reduzir cada vez mais as emissões de carbono e consumo de combustíveis fósseis impulsionam ainda mais a demanda por matrizes energéticas não poluentes e sustentáveis. Logo, há uma necessidade social e mercadológica por redução de custos financeiros e impactos ambientais na produção e uso de energia, seja ela mecânica, térmica ou elétrica. Desta forma, além das projeções de necessidade por energia, de modo geral, há uma perspectiva de crescimento ainda maior do consumo e demanda por energia provenientes de matrizes energéticas alternativas e sustentáveis. Pois cada vez mais há uma expectativa por soluções e fontes de energia capazes de substituir os meios tradicionais, por outros mais amigáveis ao planeta.

Em contribuição a este tema, o departamento de engenharia mecânica da Universidade Federal de Pernambuco possui sólida participação acadêmica e anos de pesquisa na área de sistemas térmicos e energia, com contribuições para o desenvolvimento nacional, bem como na formação de pessoal de nível superior.

Especificamente para o estudo de sistemas térmicos, cogeração, refrigeração por absorção e eficiência energética, o departamento possui um laboratório industrial equipado para realização de experimentos e pesquisas. Este laboratório é nomeado Cogencasa e está sob a coordenação do Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra.

Neste trabalho são considerados, dentro do escopo, alguns trabalhos publicados por membros dos grupos de pesquisa associados ao COGENCASA e com temas aderentes à esta dissertação. Os assuntos das publicações pinçadas envolvem coletores solares, simulações numéricas, cogeração e aproveitamento de fontes de energia térmica. Estes trabalhos compõem parte da revisão bibliográfica.

O Cogencasa, por sua vez, possui instalações industriais com turbina a gás para geração de energia, gerador diesel, refrigerador por absorção ($LiBr\text{-}H_2O$) e instrumentações para coleta de dados experimentais, assim como de infraestrutura de suporte tecnológico. O grupo de pesquisa é composto por colaboradores da instituição (UFPE) e por alunos de graduação e pós-graduação. Os trabalhos de pesquisa desenvolvidos pelo grupo são numerosos e possuem diversas publicações em revistas científicas, produções de dissertações e teses, além de participações em congressos. Com destaque ao grupo de pesquisa em cogeração de alto desempenho.

1.1 OBJETIVOS

Como forma de abordar este assunto e elaborar conclusões, são tomados os objetivos geral e específicos seguintes:

Objetivo geral: Modelar e simular um sistema de cogeração de energia elétrica e térmica utilizando um ciclo de potência acionado pelo aproveitamento de energia solar utilizando coletores solares planos trabalhando em baixas temperaturas (<200°C);

Objetivos específicos:

- Estudar sistemas de cogeração de baixa temperatura (<200°C) e coletores solares;
- Definir o sistema de cogeração de energia a ser analisado;
- Identificar e desenvolver um modelo da fonte térmica (coletores solares);
- Desenvolver um modelo termodinâmico do sistema de cogeração;
- Desenvolver um algoritmo baseado no modelo termodinâmico para simulação computacional;
- Estudo energético do sistema, com simulação e análise de eficiência;

- Estabelecer comparativo entre duas formas de geração solar: geração com cogeração e fotovoltaica;
- Publicar os resultados em revistas indexadas;
- Propor diretrizes para um protótipo experimental como um trabalho futuro.

1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este estudo está organizado em capítulos interdependentes, em sequência lógica e estruturada segundo as normas exigidas e vigentes, da forma descrita a seguir.

O Capítulo 1 - Introdução, compreende a contextualização do tema abordado no trabalho, bem como apresenta as justificativas, objetivo geral e objetivos específicos.

Capítulo 2 - Revisão bibliográfica, é dedicado a apresentação da revisão bibliográfica de publicações científicas recentes e aderentes ao tema do trabalho, apresentando os pontos principais, resultados e conclusões.

Capítulo 3 - Fundamentação teórica, apresenta as bases científicas e de conhecimento consolidados, sobre os quais este trabalho se apoia.

Capítulo 4 - Metodologia, neste capítulo é descrita a metodologia empregada no estudo e são apresentados os métodos utilizados para obtenção dos resultados, bem como o descritivo de sistemas e componentes considerados.

Capítulo 5 - Resultados e discussões, são apresentados e discutidos os resultados obtidos, com considerações e comparativos entre sistemas simulados no estudo.

Capítulo 6 - Conclusões, capítulo dedicado às conclusões obtidas com o estudo, os principais resultados e contribuições oferecidas.

Capítulo 7 - Sugestões para trabalhos futuros, são elencadas algumas sugestões para trabalhos futuros e possíveis vertentes a serem exploradas, identificadas no curso da pesquisa.

Referências bibliográficas, são apresentadas em ordem alfabética todas as referências utilizadas neste trabalho, em conformidade com a norma exigida.

Anexos, apresenta os anexos considerados neste estudo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Partindo em busca de fundamentação, dados e vertentes para atender aos objetivos geral e específicos, uma revisão bibliográfica foi realizada acerca do tema e sobre outros relacionados. Em verdade, o próprio tema e proposição iniciais deste trabalho partiram de uma revisão bibliográfica mais ampla de onde germinou a ideia. Assim, esta etapa do trabalho possui importância elevada na delimitação deste estudo e em sua diretriz para oferecer uma contribuição à comunidade acadêmica e sociedade.

Agora, a revisão bibliográfica possui caráter mais rigoroso e focado em assuntos mais específicos sobre o tema. O objetivo é a verificação das produções semelhantes, apoiando-se em suas conclusões e resultados. Para oferecer conclusões próprias e complementar de alguma forma a imagem do quebra-cabeça do saber científico sobre este tema, especificamente.

Para realizar a revisão bibliográfica, foi realizada uma ampla consulta em revistas científicas em temas relacionados ao estudo: cogeração, fontes térmicas de baixas temperaturas, aplicação de ciclos termodinâmicos em baixas temperaturas, avaliação energética de sistemas térmicos, avaliação financeira de sistemas térmicos, dentre outros assuntos acessórios aos anteriores. Paralelamente às consultas em revistas científicas, foi realizada consulta em dissertações de mestrado e doutorado desta universidade e de outras em temas relacionados ao assunto.

2.1 COLETORES SOLARES

Neste segmento são apresentados os trabalhos científicos recentes sobre coletores solares para aquecimento, sobretudo os planos, publicados em revistas científicas. Os trabalhos apresentam diversas abordagens relacionadas ao tema, compreendendo estudos numéricos e experimentais para diversos usos e estratégias de melhoria de eficiência térmica ou redução de custos de operação.

No trabalho de Alwan, Shcheklein e Ali (2021) foi realizada uma avaliação experimental com projeto e construção de coletor solar plano para aquecimento de água, comparando os resultados com os de outros estudos. Para os autores, o aquecimento de água doméstica é um dos mais importantes usos da energia solar. Os pesquisadores investigaram a eficiência térmica, ganho de energia útil e

temperaturas de aquecimento da água para 4 meses diferentes. Os melhores resultados obtidos pelo experimento foram nos horários do meio do dia e o melhor resultado de eficiência ocorreu no mês de julho, com 66% de eficiência.

Recentemente, com uma proposta inovadora, Miao et al. (2021) realizaram projeto e protótipo experimental de um coletor solar com dupla função, aquecimento solar e resfriamento pelo efeito *nigth sky cooling*. Para atingir esta dupla funcionalidade a cobertura simples foi substituída por uma cobertura dupla para esta função. Segundo os autores, painéis coletores solares têm grande potencial na redução do consumo de energia, além de ser uma fonte sustentável. Conforme os resultados apresentados, o experimento é capaz de promover aquecimento solar e resfriamento durante a noite, da ordem de 505 W/m² e 321 W/m² respectivamente.

Em um estudo numérico de simulação pelo método dos elementos finitos, Georgiou et al. (2021) realizaram avaliação da eficiência na elevação de temperatura com múltiplos coletores solares planos. Os pesquisadores investigaram 3 arranjos de coletores diferentes e também variações na inclinação e condições ambientais. Como resultado os autores propõem uma metodologia de projeto para ser utilizado na otimização e caracterização de parâmetros críticos de séries de coletores solares para aumento progressivo de temperatura.

Relacionado ao uso de nanofluidos a base de água em coletores solares, Rubbi et al. (2021) realizaram uma revisão detalhada dos trabalhos publicados, em termos de propriedades termofísicas, estabilidade e implementação em coletores para baixas temperaturas. Segundo os autores os nanofluidos são muito eficientes e apresentam crescimento na atuação como fluido térmico em coletores solares. No caso dos nanofluidos a base de água, representam uma alternativa mais sustentável aos aditivos tóxicos comumente utilizados, como o glicol. Em sua análise dos trabalhos, os autores confirmam a melhoria nas propriedades termofísicas dos fluidos, com nanopartículas. Segundo alguns trabalhos analisados pelos autores, com a concentração adequada de nanopartículas, a eficiência térmica de coletores solares pode ser melhorada em até 52%.

Em outro estudo computacional, Zairi et al. (2021) procederam uma simulação numérica com auxílio do *software* TRNSYS para avaliar um sistema composto por coletores solares, trocadores de calor, armazenamento térmico e aquecedores de piso para conforto térmico. Os resultados numéricos foram validados em comparativo com estudo experimental semelhante, obtendo bons resultados e erro

relativo estimado em 1,1ºC. Segundo os resultados de simulação da pesquisa, o sistema de aquecimento de piso, com coletores solares e acumulador térmico pode cobrir até 90% da demanda noturna do aquecimento de piso, da simulação. E, caso seja implementado um aquecimento combinado do ar e do piso, pode reduzir em 70% o consumo energético.

Em um estudo com coletores solares para aquecimento de ar, Tuncer et al. (2020) promoveram uma investigação numérica com auxílio do *software* ANSYS Fluent e posterior avaliação experimental do modelo desenvolvido. Os autores investigaram o uso de aquecimento solar de ar em conjunto com uma estufa para a secagem de frutas, como alternativa aos métodos usualmente aplicados. Segundo os autores, os métodos utilizados convencionalmente pela indústria são passíveis de contaminação e pouco eficientes, podendo afetar negativamente a qualidade dos produtos. No processo de melhoria, os autores propuseram diferentes formas para o coletor solar, com várias passagens sucessivas em forma de chicana e modificações na geometria da estufa de secagem. Como resultado, o estudo obteve melhor eficiência térmica com 4 passagens no coletor solar e uma geometria em forma de cunha para a estufa. Com isto, os pesquisadores otimizaram o ganho e distribuição uniforme de temperatura com melhor escoamento do ar no conjunto. A divergência entre os valores da simulação numérica e o modelo experimental não ultrapassam 10%.

Em outra forma de abordagem, Wang et al. (2022) realizaram investigação numérica, com auxílio do *software* ICEM, da influência dos parâmetros dimensionais de coletores solares em sua performance térmica. No estudo foram comparados dois cenários, ambos para o aquecimento de ambientes com coletores solares e armazenamento térmico. No primeiro, um arranjo com coletores em paralelo. E, no segundo, um coletor único de grandes dimensões. Segundo os resultados dos pesquisadores, o aumento nas dimensões do coletor solar tem influência positiva na eficiência do coletor, em especial em situações com baixa temperatura ambiente e radiação solar e podendo operar com vazões de fluido maiores.

Diante do potencial solar disponível no Brasil, Lima et al. (2015) realizaram um estudo de caso, com simulação numérica e análise financeira de um sistema de aquecimento de água por coletores solares para uso em lavanderia. No estudo os pesquisadores otimizaram parâmetros de inclinação de coletores, vazão de fluido e dimensões. Segundo os resultados apresentados, a proposta analisada é viável

economicamente, como alternativa ao sistema de aquecimento a gás natural. Outro ponto de destaque reside no método por eles adotado, com o qual pode-se obter uma redução de até 6,3% em custos iniciais de instalação de um sistema semelhante.

Em um outro estudo, publicado por Silva et al. (2008), foi desenvolvido um modelo de simulação de coletores solares para aquecimento de água, baseado nas equações de desempenho. O modelo desenvolvido no estudo permite simular o desempenho, considerando as características do coletor e perfis térmicos de acumulação térmica e demanda. O modelo numérico da pesquisa foi validado com base em dados experimentais de outros estudos publicados e se aplica como ferramenta de projetos de sistemas solares para aquecimento de água.

2.2 OTIMIZAÇÃO DE COLETORES SOLARES

Nesta seção são abordados os trabalhos com foco específico na melhoria de eficiência e uso de coletores solares e seus elementos constituintes. Este é um tema tratado a bastante tempo por pesquisadores e alguns trabalhos basilares remontam aos anos 1960.

Em trabalho bastante completo e experimental, Eckert e Sparrow (1961) demonstram o modelo de obtenção de valores de emissividade hemisférica. Os pesquisadores demonstraram resultados obtidos com duas formas de interação geométrica, entre placas em paralelo ou formando ângulo entre si, e variando os ângulos de incidência de radiação.

Com o mesmo enfoque, Tabor et al. (1961) estudaram o comportamento da absortividade e emissividade de superfícies seletivas. No estudo experimental, identifica-se a relação entre absortância e emitância de superfícies seletivas em processos de otimização. Os autores deduzem um equacionamento para o fenômeno demonstrando a relação de variação entre as propriedades.

Em trabalho semelhante e complementar, Sparrow et al. (1961) conduzem outro estudo experimental onde avaliaram também a interação entre superfícies e suas emissividades. Com a análise de resultados, fornecem um entendimento acerca da transferência de calor entre superfícies cinzas em paralelo ou formando um ângulo entre si.

Posteriormente, Hollands (1963) demonstra a relação entre a seletividade

direcional e superfícies corrugadas em V, através da relação com o número de reflexões entre superfícies. O autor apresenta um método gráfico para encontrar o ângulo do V para maior eficiência, quando em combinação com superfícies espectralmente seletivas. Conforme demonstrado no modelo do autor, para superfícies espectralmente seletivas, pode ser encontrado ângulo ótimo para as corrugações, para a qual a melhoria por absortividade supere as perdas por emissividade.

Baseado no estudo de Hollands (1963), Horvath e Webb (2013) realizaram estudo experimental investigando o efeito de modificações de geometria na placa absorvedora, inserindo corrugações de geometrias variadas. O estudo experimental foi realizado em coletores de tubos evacuados e foram investigados 3 perfis de corrugação. Os perfis em forma de canais longitudinais foram usinados nas placas absorvedoras sendo redondo, quadrado e em V de 45°. Segundo os resultados, houve otimização de eficiência com as 3 geometrias e o canal em V demonstrou melhores resultados.

De Maio et al. (2021) em seu estudo, investigam a composição para placa absorvedora, em multicamada de material de absortividade seletiva. O estudo foi experimental e buscou reduzir a emissividade do material quando em temperaturas elevadas. Foram feitos ensaios com diferentes temperaturas para 5 protótipos com diferentes espessuras das camadas depositadas buscando a otimização pelo método genético. Em seus resultados, para temperaturas altas >250°C, os protótipos apresentaram baixas emissividades, chegando a obter eficiência superior em 27% ao material comercial comparado, nesta faixa de temperatura.

Em um estudo paramétrico envolvendo 10 parâmetros construtivos de coletores, Mapa et al. (2019) desenvolveram trabalho investigativo acerca das perdas térmicas e eficiências térmica e óptica. Segundo as conclusões, a distância entre a cobertura e absorvedor, a emitância do absorvedor e sua condutividade térmica estão entre os mais importantes fatores no projeto de coletores solares.

Em estudo numérico com simulação em CFD, Omer, Ndiritu e Wanjii (2020) investigaram placas absorvedoras em V para aquecimento de água. Foram investigadas modificações nas geometrias dos V e os impactos na performance térmica do coletor. Também foram investigadas modificações nos perfis das tubulações de escoamento, dimensão do absorvedor e vazão de escoamento. Os resultados demonstram importante impacto da profundidade do “V” do absorvedor

no desempenho térmico do equipamento simulado. Os resultados demonstram melhor eficiência com profundidades menores do V.

2.3 RECUPERAÇÃO DE CALOR

Neste tópico são apresentadas as pesquisas recentes publicadas em revistas científicas e relacionadas ao tema de recuperação de calor. Os trabalhos abordam formas e usos diversos de recuperação de calor em várias faixas de temperatura. Os trabalhos investigando a recuperação de calor em baixa temperatura é um tema atual e presente, com fontes de rejeitos térmicos industriais ou de aquecedores solares.

Segundo Zhang et al. (2018), na China as indústrias têm demonstrado interesse nas estratégias de recuperação de calor de baixa temperatura como modo de melhoria de eficiência energética. Neste contexto, os ciclos Rankine Orgânicos são considerados pelos autores como promissores neste objetivo, onde poucas tecnologias são eficientes na recuperação de calor nesta faixa de temperaturas.

Segundo Yu, Feng e Wang (2015) a recuperação de calor de rejeitos térmicos com o uso de ciclos Rankine orgânicos é bastante difundida para baixas temperaturas. Para os autores, o aproveitamento de rejeitos térmicos é importante na melhoria de eficiência de indústrias, as quais têm sido pressionadas por questões ambientais neste sentido. Em seu estudo, os pesquisadores abordam as possibilidades de uso de um sistema ORC em refinarias onde há cerca de 1/5 da energia consumida nos processos é desperdiçada como rejeitos térmicos.

No estudo de Chen et al. (2022) é desenvolvido um modelo computacional com auxílio de CFD para investigação fluidodinâmica relacionada com a variação do número de Reynolds e variação na densidade de aletas do recuperador de calor. Segundo os resultados dos autores, há um intervalo do número de Reynolds do escoamento para o qual há melhor eficiência do trocador. Também é demonstrada a relação entre a densidade de aletas do trocador com melhoria de eficiência, porém interferindo na pressão do escoamento. O modelo do estudo apresenta boas previsões de performance de sistemas de recuperação de calor de baixa temperatura, segundo os autores. Conforme destaque dos autores, a demanda mundial por energia é crescente, porém o uso extensivo de combustíveis fósseis pela indústria causa danos ambientais e aumento da poluição. Como forma de

reduzir este impacto, os recuperadores de calor e geradores termoelétricos são apontados pelos autores como uma estratégia para aproveitar melhor a energia dos rejeitos térmicos das indústrias. Segundo os autores, soluções para as médias e altas temperaturas de rejeitos térmicos são alvo de muitos estudos, porém as soluções para as baixas temperaturas precisam ser mais estudadas, pois representam mais da metade dos rejeitos térmicos na indústria.

Men, Liu e Zhang (2021) realizaram análise de eficiência e benefícios econômicos de sistemas de recuperação de calor. No estudo é apresentado o comparativo entre as tecnologias, notadamente entre as bombas de calor por compressão e bombas de calor por absorção, utilizadas na recuperação de calor dos rejeitos. O estudo apresenta alguns meios de rejeição de calor pela indústria e considera os gases de combustão como o principal modo de desperdício térmico, podendo representar mais da metade dos rejeitos térmicos de indústrias. Segundo os autores, as soluções de recuperação de calor, neste caso, podem chegar a 80% de eficiência.

Aliahmadi, Moosavi e Sadrhosseini (2021) realizaram um estudo de otimização paramétrico incluindo fatores termo-econômicos, energéticos e exergéticos. Os autores propõem 3 novas configurações de otimização de ORC, visando melhoria de eficiência e para uso em recuperação de rejeitos térmicos. Os sistemas propostos são originalmente baseados em fontes geotérmicas para geração de eletricidade. Em seus resultados, os autores apresentam melhorias de até 10,1% na produção de energia, com as otimizações propostas no sistema ORC.

Segundo Xu, Wang e Yang (2019), grande parte da energia primária de processos industriais é desperdiçada na forma de rejeitos térmicos, os quais podem ser aproveitados para aquecimento, refrigeração ou geração de potência. Segundo os autores, o aproveitamento dos rejeitos térmicos pode ser classificado como direto ou de conversão. No caso das fontes de baixas temperaturas, as opções tecnológicas são limitadas. Em seu trabalho, Xu, Wang e Yang (2019) abordam as tecnologias para recuperação de calor de baixas temperaturas. Avaliando a possibilidade de aproveitamento local ou centralizado dos rejeitos. Neste ponto, segundo os autores, há uma disparidade entre o local onde há rejeitos térmicos e onde há demanda por aproveitamento. Assim, uma das formas propostas para redução de custos e melhor aproveitamento dos rejeitos e das instalações de conversão é o direcionamento para aproveitamento concentrado dos rejeitos, no

lugar de vários sistemas menores, em uma planta industrial, por exemplo. Outra forma proposta no estudo é a implantação de reservatórios térmicos para contornar a discrepância entre demanda e disponibilidade, em termo de horário ou volume.

Para Yu, Gundersen e Feng (2018) os sistemas baseados em ciclos Rankine Orgânicos são uma tecnologia bem sedimentada para aproveitamento de fontes térmicas de baixas temperaturas, porém não conseguem aproveitar todo o calor e possuem baixas eficiências térmicas. Em seu estudo os autores buscam contornar estes problemas propondo uma investigação com o acoplamento de uma bomba de calor ao sistema ORC. Como resultado, o estudo apresenta um procedimento definido para adicionar uma bomba de calor ao sistema ORC e melhorar a energia líquida produzida. Segundo os resultados, as proposições de melhoria com a bomba de calor podem melhorar em pouco mais de 12% a energia produzida pelo sistema.

Em um estudo centrado na modelagem matemática de sistema de refrigeração a base de LiBr-H2O Fischer, Dutra e Rohatgi (2020) desenvolveram pesquisa para aproximar os resultados numéricos de valores experimentais. Em sua pesquisa os autores incorporam e analisam 3 outros estudos relacionados com as aproximações para a equação característica deste tipo de sistema. E, propõem uma modelagem termodinâmica e equação característica do sistema de refrigeração por absorção, realizando validação via estudo de caso com equipamento comercial, integrado ao sistema de cogeração com recuperação de calor de turbina de geração à gás. Segundo as conclusões dos pesquisadores, com o modelo proposto, houve redução no desvio de resultados, com valor de desvio inferior a 5%.

2.4 CICLOS RANKINE E COGERAÇÃO

Neste tópico são apresentadas as pesquisas relacionadas aos ciclos Rankine orgânicos - ORC, ciclos Rankine orgânicos solares - SORC principalmente. E, também ciclos Rankine com outras configurações alimentados por fontes térmicas diversas como solares, geotérmicas e rejeitos térmicos. São abordadas as suas características, objetivos, resultados e conclusões.

Segundo Darvish et al. (2015), a demanda mundial por energia tem, cada vez mais, sido atendida por fontes de energias renováveis como a solar, geotérmica, eólica ou rejeitos térmicos das indústrias. E neste contexto, para os autores, os ORC apresentam vantagens em relação aos métodos tradicionais de geração de energia

elétrica principalmente por serem compactos, mais silenciosos, atuar em baixas temperaturas, baixos custos de operação e manutenção e implantação simples, além de turbinas menores atuando em rotações elevadas. Ademais, são versáteis, podendo ter biomassa, geotérmica, solar ou rejeitos térmicos de baixas temperaturas como fonte térmica de operação.

Para Liu, Chien e Wang (2004) os sistemas ORC são importantes sistemas para recuperação de calor para produção de energia. Os pesquisadores também consideram os recursos geotérmicos, gases de exaustão e calor residual de indústrias como promissores e de interesse crescente para aproveitamento.

Corroborando neste ponto de vista, Herath et al. (2020) consideram os sistemas ORC como ótima opção para gerar eletricidade com fontes térmicas de baixa temperatura, com vantagem de operar em pressões mais baixas, em comparação aos tradicionais. Os autores destacam a popularidade crescente desta estratégia e seu caráter ambientalmente sustentável, aproveitando fontes térmicas entre 80 e 150ºC, em sua maioria.

Segundo Vivian, Manente e Lazzaretto (2015), as iniciativas atuais do setor de energia se dedicam cada vez mais às soluções de aproveitamento de fontes térmicas de baixas temperaturas, em detrimento da produção através dos combustíveis fósseis. E, considerando a comparação entre plantas de geração de energia elétrica convencionais e as com sistema ORC, as temperaturas críticas são inferiores nos fluidos orgânicos. Para os autores, a efetividade no aproveitamento do calor da fonte quente e a otimização de eficiência do sistema devem ser considerados de forma independente.

Garcia-Saez et al. (2019) realizaram estudo utilizando um sistema ORC integrado com aquecimento solar, para microgeração de energia elétrica em escala doméstica. No estudo também foram avaliadas possibilidades de configurações com aquecimento de água e refrigeração, todos integrados à fonte solar. Para os autores, o estudo demonstra uma possibilidade eficiente de produção de eletricidade em regiões de altas radiações solares, como alternativa aos sistemas fotovoltaicos. Segundo os valores comerciais considerados pelos autores, um sistema ORC doméstico apresenta taxa interna de retorno da ordem de 15%, com valor presente líquido positivo e tempo de retorno de investimento entre 3,1 e 4,4 anos, além de terem uma vida útil estimada de 30 anos.

Em outro estudo, Yang et al. (2019) realizaram uma análise termodinâmica

para otimização de um sistema SORC, operando com R245fa como fluido de trabalho. Os pesquisadores obtiveram eficiência global máxima de 17,9%, com fornecimento constante de 1MW. Para viabilizar a constância na produção de energia, os pesquisadores modelaram o sistema com um reservatório térmico acumulador. Para os pesquisadores, os sistemas SORC são uma tecnologia interessante para utilização de fontes a baixas temperaturas alimentadas por radiação solar para geração de eletricidade.

Boyaghchi e Heidarnejad (2015) propõem um arranjo combinado de aquecimento, resfriamento e geração de eletricidade integrado com um sistema ORC, para épocas frias e quentes do ano. O sistema é denominado CCHP *Combined Cooling Heating and Power*. Na pesquisa foram desenvolvidos modelos termodinâmicos e termo-econômicos e simulados com auxílio do EES. Segundo os resultados da pesquisa, o custo de aquisição de um sistema de trigeração integrado é elevado, porém adquirir os sistemas de resfriamento, aquecimento e geração de energia, separadamente e não integrados é mais custoso. Segundo a pesquisa, estes sistemas são estratégias importantes para a redução de emissões de CO2, sobretudo no setor residencial.

Calise et al. (2014) realizaram um estudo de performance de um sistema ORC alimentado por fonte térmica de média temperatura. Na análise, foram realizadas variações na vazão mássica do sistema em valores fora dos padrões de projeto e realizadas otimizações geométricas no trocador de calor com objetivo de obter maiores eficiências. Como resultado de suas otimizações geométricas os autores obtiveram maior produção de energia com economia de recursos, demonstrando a importância da vazão mássica da fonte quente como um parâmetro essencial na busca por melhoria de eficiência.

Oyekale et al. (2019) realizaram um estudo de caso com um retrofit de uma planta de produção de energia elétrica com concentradores solares e sistema ORC. No estudo é proposta uma produção híbrida de energia térmica, com queima de biomassa. Neste estudo, os autores atingem melhorias de eficiência na produção anual de eletricidade entre 4 e 5 %, com a proposta da fonte térmica hibridizada solar-biomassa alimentando o sistema ORC.

Li e Li (2018) realizaram estudo termo-econômico em MATLAB Simulink, para otimização de um sistema SORC. Na pesquisa foi utilizado um ano típico de radiação solar TSRY, desenvolvido pelos autores, com base no histórico de radiação

local. Segundo os autores, o uso de um TSRY representa uma redução de 99,1% no processamento computacional, além de contornar efeitos de flutuação de radiação no processo de otimização econômica do sistema. Em sua pesquisa foi considerado o R245fa como fluido de trabalho do ORC. E, um controle modulado da vazão da bomba do ciclo Rankine, para acompanhar as flutuações da radiação solar.

Com objetivo de oferecer uma proposta para reduzir os custos com eletricidade, sobretudo as dispensadas para climatização em localidades quentes, Silva et al. (2019) realizaram uma pesquisa com estudo de caso de modelo de cogeração e refrigeração por absorção. O estudo foi realizado de forma numérica, com auxílio do *software* TRNSYS, avaliando características energéticas, financeiras e de viabilidade. No estudo foram avaliadas diferentes características do sistema, com gerador à combustão, recuperador de calor, torre de resfriamento, reservatório térmico e *chiller* por absorção. Na proposta, o sistema de refrigeração por absorção é alimentado por rejeitos térmicos recuperados do gerador à combustão. Segundo os autores, os resultados da proposta avaliada no estudo demonstraram boa viabilidade técnica e financeira, com tempo de retorno de investimento estimado de 6 a 8 anos.

2.5 FLUIDOS DE TRABALHO

Acerca de fluidos para uso em ciclos de Rankine orgânicos, muitos trabalhos apresentam investigações, resultados, parâmetros de seleção e comparativos. Neste sentido, Liu, Chien e Wang (2004) investigaram a influência dos fluidos de trabalho sobre a eficiência térmica de ciclos Rankine orgânicos, concluindo haver relação entre a máxima eficiência e temperatura de evaporação, entre a temperatura de entrada do calor residual e a temperatura de condensação. Para os autores não existe relação direta entre a temperatura crítica do fluido e a eficiência térmica e recomendam fluidos classificados como secos ou isentrópicos como mais adequados aos sistemas ORC.

Em investigação semelhante, Alvi et al. (2021) realizaram um estudo de simulação paramétrico com 12 fluidos de trabalho, secos e isentrópicos, operando em um sistema SORC. Em especial os pesquisadores analisaram as performances relacionadas com a mudança de fase e apontam o pentano como o de melhor performance, dentre os fluidos considerados.

Em um estudo mais amplo, também numérico, Hærvig, Sørensen e Condra (2016) avaliaram 26 fluidos de trabalho para operar ORC, relacionando-os com as temperaturas das fontes térmicas. No estudo, os pesquisadores realizaram otimizações de uso de cada fluido, apresentando diretrizes de seleção de fluido, para cada faixa de temperatura de fonte térmica. Suas conclusões apontam para melhores resultados do ORC, em termos de energia líquida, quando a temperatura crítica dos fluidos de trabalho é de 30 a 50 ºC acima da temperatura da fonte térmica.

Darvish et al. (2015) realizaram investigação exergo-econômica com 9 fluidos orgânicos em um sistema Rankine regenerativo. No estudo foi considerado um balanço exergo-econômico para análise de custo na otimização da eficiência exergética. Como resultado de suas otimizações estes pesquisadores encontraram o R-134a e o isobutano como os fluidos com melhores eficiências exergéticas, para fontes térmicas a 120ºC.

Em trabalho recente, Herath et al. (2020) realizaram estudo paramétrico com 7 fluidos de trabalho, entre convencionais e não convencionais, operando um sistema ORC. Foram realizadas variações na vazão mássica do sistema, pressão e temperatura do evaporador e condensador. Segundo seus resultados, o benzeno mostrou-se o de melhor eficiência, dentre os avaliados, nas condições simuladas. No estudo os autores observaram melhora de eficiência térmica com aumento de temperatura e pressão no evaporador e com diminuição de temperatura e pressão no condensador.

Em outro estudo, Zhang et al. (2018) realizaram uma avaliação com 12 fluidos para operação de um sistema ORC para recuperação de calor de fontes de baixas temperaturas. Segundo os autores, poucas tecnologias são utilizadas de forma eficiente na recuperação de rejeitos de baixa temperatura, os quais podem corresponder a 30% do total de rejeitos térmicos. Após as análises, os autores indicam o R245ca como o fluido com melhor relação entre custo e efetividade para operar um sistema ORC em baixa temperatura.

Para Vivian, Manente e Lazzaretto (2015), alta eficiência no ciclo e alta recuperação de calor da fonte quente são os parâmetros a serem considerados na seleção de um fluido ideal. Em seu estudo, os autores avaliaram todos os fluidos orgânicos da biblioteca do EES como possíveis escolhas, em um procedimento de otimização de um sistema ORC. Foram desconsiderados os fluidos em desacordo

com o protocolo de Montreal. Estes autores também apontam a diferença entre a temperatura da fonte quente e a temperatura crítica do fluido de trabalho como um parâmetro importante para previsão de desempenho e ajustes das características do sistema.

Para Macchi e Astolfi (2017) a seleção do fluido de trabalho de um sistema ORC é muito importante e existem muitas possibilidades de seleção. As opções são muitas, incluindo fluidos orgânicos, inorgânicos e também as misturas de fluidos. Para os autores, a seleção do fluido tem reflexos nas especificações dos materiais dos componentes, tamanho da planta, parâmetros de segurança e também nos custos. Segundo os autores, os critérios gerais de seleção de fluidos, adotados no setor de refrigeração também se aplicam nos sistemas ORC, como: toxicidade, compatibilidade com materiais, estabilidade química, custo e disponibilidade comercial e inflamabilidade.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo são apresentados os temas e assuntos relacionados e imprescindíveis para fundamentar a teoria da pesquisa. Ou seja, são os conhecimentos consolidados na literatura e as Leis regentes do fenômeno físico em estudo. Os tópicos aqui apresentados são as bases sobre as quais o estudo se apoia.

3.1 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

A primeira Lei da termodinâmica é um dos assuntos principais na modelagem do sistema térmico deste trabalho. Por sua importância no estudo, será o primeiro a ser apresentado e consideradas suas características matemáticas no modelo.

A primeira Lei da termodinâmica, também conhecida como Lei da conservação de energia, estabelece que a energia total de um sistema ou ciclo é conservada. Portanto, durante os processos de um sistema, percorrendo um ciclo ou para uma mudança de fase, por exemplo, a energia total sempre se conserva. Em um sistema termodinâmico, a energia geralmente se apresenta na forma de trabalho, calor, energia química, energia potencial e energia cinética.

Segundo Borgnakke e Sonntag (2009), em termodinâmica, se considera de forma separada as energias cinética e potencial e trata as demais como uma única energia, chamada de energia interna. No sistema internacional de unidades - SI, a energia é representada em unidades de joule (J).

De acordo com esta Lei, a energia não pode ser criada ou destruída, ela se conserva e só pode ser transformada de um tipo de energia para outro. A quantidade de energia de um sistema permanece a mesma, modificando-se apenas se alguma quantidade for adicionada ou retirada do sistema, caso contrário sempre possui a mesma quantidade de energia. Esta Lei é fundamentalmente importante neste trabalho e em seu modelamento, onde internamente a energia é transformada de térmica em mecânica, enquanto a energia total permanece constante. E, no sistema em si, a energia entra na forma de radiação solar e tem uma saída na forma de trabalho. A energia só torna-se útil, se convertida de uma forma para outra.

Neste estudo, o foco principal de abordagem da primeira Lei da termodinâmica assenta-se sobre a conservação de energia nas transferências de

calor e na entrada ou saída de trabalho do sistema. As energias cinética e potencial são desconsideradas nos cálculos pois, o sistema em estudo não se movimenta em relação ao solo horizontal ou verticalmente.

3.2 SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA

Segundo Borgnakke e Sonntag (2009), com base na experiência, um ciclo satisfazendo a primeira Lei da termodinâmica não assegura sua efetividade na prática. Portanto, as evidências experimentais levaram à formulação da segunda Lei da termodinâmica. Assim, para ocorrerem, os ciclos devem respeitar a primeira e segunda Leis da termodinâmica.

De forma sucinta, a segunda Lei indica o sentido de ocorrência dos processos. Por exemplo, um corpo mais quente que o ambiente resfria-se até o equilíbrio térmico e não o contrário. Borgnakke e Sonntag (2009) apresentam dois postulados clássicos para a segunda Lei da termodinâmica, de Kelvin-Planck e de Clausius.

> Enunciado de Kelvin-Planck: é impossível construir um dispositivo que opere num ciclo termodinâmico e que não produza outros efeitos além do levantamento de um peso e troca de calor com um único reservatório térmico.
> Enunciado de Clausius: é impossível construir um dispositivo que opere segundo um ciclo e que não produza outros efeitos, além da transferência de calor de um corpo frio para um corpo quente. (BORGNAKKE; SONNTAG, 2009).

Com base na segunda Lei da termodinâmica, surge o conceito de entropia, a qual pode ser definida como um atributo físico dos sistemas termodinâmicos. A entropia prevê a direção dos processos espontâneos e se estes são irreversíveis ou impossíveis. A entropia dos sistemas isolados não diminui pois tendem ao equilíbrio termodinâmico, onde a entropia é máxima. E, a entropia em um sistema é constante se todas as operações são reversíveis. Assim, a irreversibilidade dos processos naturais pode ser explicada pelo aumento da entropia.

Portanto, a segunda Lei da termodinâmica em conjunto com o conceito de entropia inferem sobre a irreversibilidade e possibilidade de funcionamento de sistemas termodinâmicos. Com o atendimento da primeira e segunda Lei da termodinâmica, os sistemas são possíveis e não apenas suposições. De fato, os

sistemas termodinâmicos reais não podem escapar do atendimento destas duas Leis.

3.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

De forma ampla, a transferência de calor estuda os modos pelos quais ocorre a troca de calor entre os corpos. Para Incropera et al. (2008): “transferência de calor (ou calor) é energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperaturas no espaço”. Os mecanismos de transferência de calor entre os meios são: a condução, convecção ou radiação.

Neste estudo, as três formas de transferência de calor estão presentes nos diversos componentes simulados, simultânea ou isoladamente. O Sol é a fonte de toda a energia utilizada e convertida no modelo, sendo sua transmissão por radiação, atravessando todo o vácuo do espaço e atmosfera até encontrar os coletores solares.

Nos coletores a energia (ou calor) é absorvido nos elementos metálicos e transferido por condução para o fluido do coletor e posteriormente ao ciclo Rankine também por condução entre meios. As perdas de energia ocorrem no coletor por meio da radiação e por convecção para o meio.

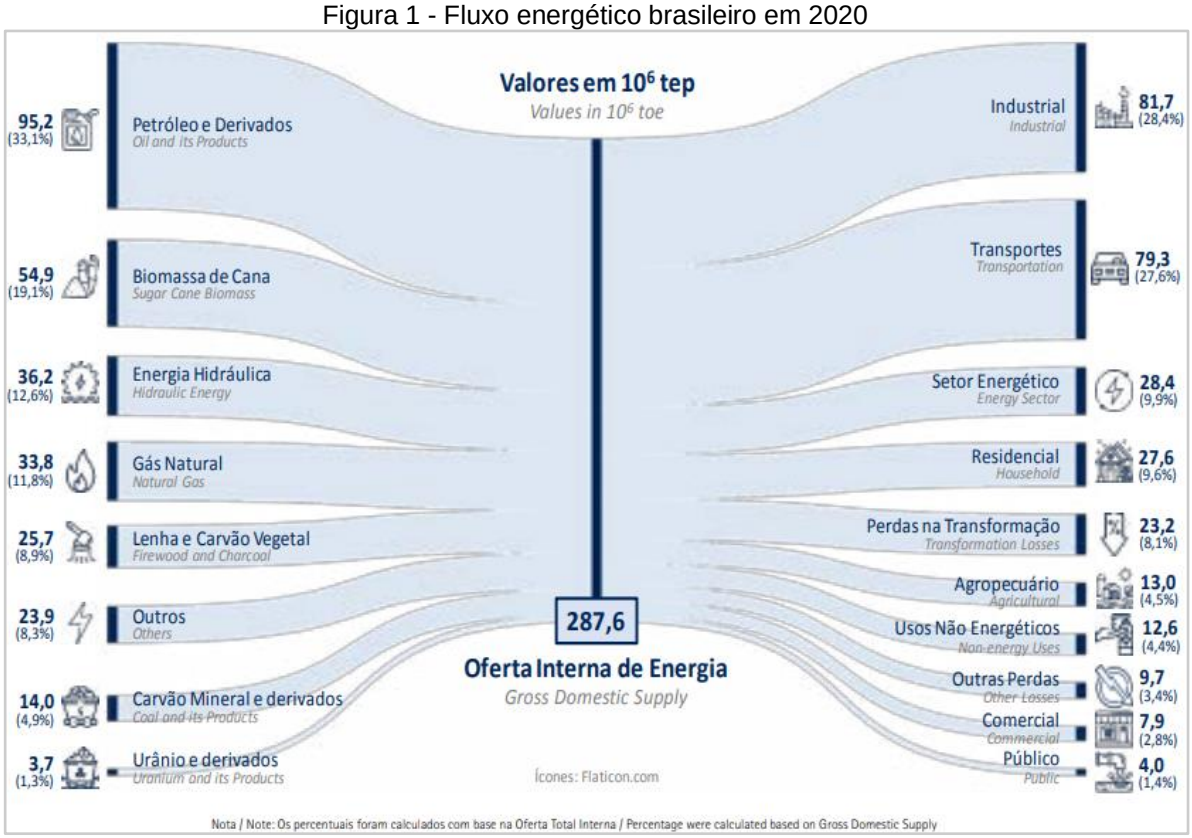
Semelhante aos coletores, nos reservatórios térmicos também ocorrem transferências de calor. Neste caso, a condução ocorre na transferência de calor entre o fluido e as paredes dos reservatórios. Internamente aos reservatórios, não serão considerados a transferência por radiação e por convecção. A convecção é desconsiderada por assumir, aproximadamente, uniformidade de temperatura no fluido. Já externamente, ocorre a transferência por convecção e radiação, como forma de perda térmica dos reservatórios.

Por isso, os conceitos, fórmulas e entendimento sobre transferência de calor estão presentes em todos os elementos do modelo de estudo. Portanto é de fundamental importância a abordagem deste assunto para a completude e validade do estudo executado.

3.4 MATRIZ ENERGÉTICA

Em sentido amplo, a matriz energética engloba todas as fontes de produção e destinos de uso de energia. Portanto, incluem-se o setor de transporte, residencial e industrial, por exemplo. A Figura 1 apresenta a matriz energética brasileira, demonstrando as origens e destinos da energia, representa sucinta e didaticamente todo o cenário de energia. Isto é de extrema importância no planejamento estratégico e políticas voltadas ao setor e sociedade como um todo.

Figura 1 - Fluxo energético brasileiro em 2020

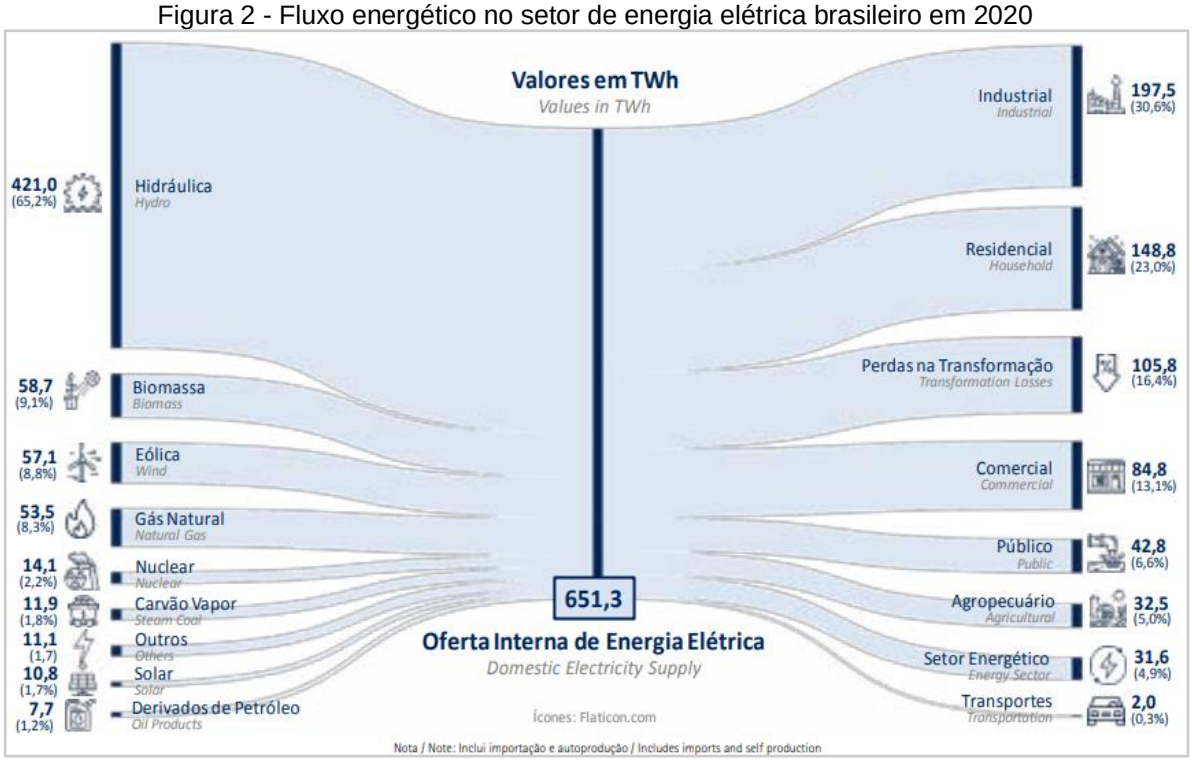


Fonte: Brasil (2021a)

Como a finalidade deste estudo é avaliar a produção de energia elétrica de um modelo, é importante conhecer a matriz energética no qual este pretende ser inserido. No espectro amplo, a matriz de produção de energia elétrica é subdividida em: térmicas (carvão, gás etc), hidrelétricas, eólicas, geotérmicas, nucleares e solares. Dentre estas, algumas são consideradas renováveis e de baixo impacto ao meio ambiente: térmicas (algumas de biomassa), hidrelétricas, eólicas e solares. Na Figura 2, pode-se identificar o fluxo de energia no setor de energia elétrica,

especificamente, onde o modelo deste trabalho pretende explorar suas possibilidades.

Figura 2 - Fluxo energético no setor de energia elétrica brasileiro em 2020



Fonte: Brasil (2021a)

O histórico de disponibilidade de energia total brasileiro demonstra uma forte dependência de fontes a combustão, principalmente devido ao setor de transportes. Nos últimos anos também se percebe uma tendência de aumento de fontes renováveis como eólica e solar, apesar de discreto. No Quadro 1 pode-se verificar estes dados.

Entretanto, a disponibilidade e os custos de investimento para implementação de cada tipo de modo de produção tem suas peculiaridades. A hidroelétrica, por exemplo, está sujeita aos regimes de chuvas nas bacias de seus reservatórios, além de partilhar a água de seus reservatórios com as demandas de consumo. Então, em certa medida há um risco de desabastecimento de água para produção da energia, como já ocorreu no Brasil, por exemplo, onde a matriz energética é fortemente baseada nas hidrelétricas. Assim, é interessante aos países ter matrizes de produção de energia elétrica diversificada, para evitar o desabastecimento.

Quadro 1 - Oferta interna de energia no Brasil

											10³ tep (toe)
FONTES	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	*SOURCES*
PETRÓLEO, GÁS NATURAL E DERIVADOS	132.496	143.717	153.989	161.354	152.572	140.739	144.013	135.312	136.808	129.071	*PETROLEUM, OIL PRODUCTS AND NATURAL GAS*
CARVÃO MINERAL E DERIVADOS	15.449	15.288	16.479	17.521	17.625	15.920	16.791	16.421	15.435	14.027	*COAL AND COAL PRODUCTS*
HIDRÁULICA E ELETRICIDADE	39.923	39.181	37.094	35.020	33.898	36.267	35.024	36.460	36.364	36.215	*HYDRAULIC AND ELECTRICITY*
LENHA E CARVÃO VEGETAL	25.997	25.683	24.580	24.936	24.900	23.095	24.423	25.527	25.725	25.710	*FIREWOOD AND CHARCOAL*
PRODUTOS DA CANA	42.777	43.557	47.603	48.170	50.648	50.318	49.758	50.090	52.841	54.933	*SUGAR CANE PRODUCTS*
EÓLICA	233	434	566	1.050	1.860	2.880	3.644	4.169	4.815	4.906	*WIND*
SOLAR	-	0	0	1	5	7	72	298	572	924	*SOLAR*
OUTRAS[1]	14.979	15.166	15.812	17.239	18.142	18.987	19.775	21.412	21.398	21.830	*OTHERS[1]*
TOTAL	271.853	283.026	296.123	305.291	299.650	288.212	293.501	289.690	293.957	287.616	*TOTAL*

1 Inclui Outras Fontes Primárias Renováveis e Urânio. / *1 Including others renewable energy and uranium.*

Fonte: Brasil (2021a)

Neste sentido, a matriz solar possui uma previsibilidade maior na disponibilidade de sua fonte primária, a radiação solar. Ademais, nas latitudes próximas ao equador a irradiação e os ângulos de incidência são bastante favoráveis à exploração deste recurso. E, a situação geográfica do Brasil o coloca como um dos principais locais com maior disponibilidade de exploração de energia solar. Por isso a matriz solar se classifica como uma ótima estratégia na diversificação da matriz energética brasileira, pois está disponível em grande quantidade, disponibilidade e previsibilidade. De fato: “no local menos ensolarado do Brasil, é possível gerar mais eletricidade solar do que no local mais ensolarado da Alemanha” (PEREIRA et al., 2017).

Portanto, aproveitamentos deste potencial, mesmo com baixas eficiências são bem vindos, pois contribuem para uma maior disponibilidade e aproveitam um potencial energético não explorado. Os custos desta matriz atualmente se resumem à instalação e manutenção, com retornos de investimentos menores em comparação com às demais fontes (hidráulica, nuclear, térmica etc.).

3.5 COGERAÇÃO

O aproveitamento da energia primária para mais de uma finalidade, para produção de energia elétrica e aquecimento, por exemplo, é conhecido como

cogeração. Em ciclos de potência baseados em combustão, por exemplo, o calor fornecido pelo combustível é originalmente usado para gerar vapor com a finalidade de produzir energia elétrica. Porém, se parte do vapor for aproveitado para outras finalidades, o rendimento global de aproveitamento do combustível aumenta. Possibilidades de aproveitamento vão desde aquecimento direto de ambientes à refrigeração por absorção. Segundo Borgnakke e Sonntag (2009), este tipo de aplicação em unidades industriais pode representar ganhos tanto para o investimento inicial da planta como para os custos operacionais. Outras publicações utilizam o termo poligeração para referir-se a este uso múltiplo de fontes de energia, com o objetivo de melhoria na eficiência global dos sistemas.

Neste contexto, uma possível aplicação do sistema simulado neste trabalho é utilizá-lo para aproveitamento de rejeitos térmicos. Funcionando paralela e conjuntamente ao aquecimento solar ou alternativamente, em horários quando o aquecimento solar não está disponível. Outra opção é realizar uma derivação do fluido aquecido, seja por fonte solar ou rejeitos térmicos, e direcionar para aquecimento de ambientes e ou água de chuveiros, por exemplo. A operação de refrigeradores por absorção é uma opção também bastante viável de agregar ao sistema. Estas possibilidades de implementação e uso deste sistema, de forma relativamente simples, o qualifica com destaque para uso em arranjos de cogeração, seja doméstico ou industrial. E estes são justamente a essência e norteadores principais do laboratório do Cogencasa e seus grupos e linhas de pesquisa, oferecendo soluções e alternativas de uso, geração e melhor aproveitamento de energia.

O uso consciente e adequado, ou seja, não agressivo ao meio ambiente, de recursos naturais garantindo a possibilidade de uso por outras gerações denomina-se sustentabilidade ambiental. A qual é de extrema importância no intuito de minimizar problemas cotidianos como poluição, destruição da camada de ozônio, efeito estufa, aquecimento global, extinção de animais e plantas e esgotamento de fontes de recursos naturais.

Neste sentido, as estratégias de cogeração estão bastante alinhadas com as pautas de sustentabilidade, tão em voga e cada vez mais notória a sua importância social e econômica. A sustentabilidade é um dos pilares fundamentais sobre os quais devem se apoiar os progressos científicos e industriais. Nem sempre os critérios de sustentabilidade são os mais favoráveis economicamente, a curto prazo.

Contudo, o equilíbrio entre o crescimento econômico e a preservação do meio ambiente é um dos entraves à implementação de medidas de sustentabilidade ambiental. Porém a longo prazo as vantagens econômicas de estratégias sustentáveis são superiores, além de serem as mais corretas.

3.6 CICLO RANKINE

Para Borgnakke e Sonntag (2009), o ciclo de Rankine é um ciclo de potência baseado em quatro processos ocorrendo em regime permanente. E, é o modelo ideal para centrais térmicas a vapor e unidades motoras simples a vapor, para produção de potência. Apesar do ciclo de Carnot ser o de maior rendimento térmico teórico, o ciclo de Rankine se adequa às questões de funcionamento prático, como o processo de bombeamento e de descarga do ciclo. No bombeamento, por exemplo, existe a questão da mistura de líquido e vapor, inviabilizando o ciclo Carnot na prática. Portanto, o ciclo de Rankine se aproxima mais dos processos reais.

Resumidamente, o ciclo Rankine é um ciclo termodinâmico simplificado para máquinas térmicas, extraindo trabalho mecânico de um fluido. O nome é uma menção ao professor William John Macquorn Rankine, a quem é creditado o mérito pela proposição do conceito. Outra classificação comumente dada ao ciclo Rankine é a de motor de combustão externa, assim como os motores do tipo Stirling.

As temperaturas, quente e fria, no ciclo de Rankine são fundamentalmente importantes na determinação de sua eficiência térmica. Assim, os valores destas duas temperaturas são muito importantes na produção de energia. Na simulação deste trabalho, a temperatura quente será dada pelo aquecimento fornecido pelos coletores solares. Já no sumidouro do ciclo, temperatura fria, é pressuposto arrefecimento advindo de uma torre de resfriamento ou similar, fornecendo arrefecimento constantemente e em temperatura uniforme.

> Na análise do ciclo de Rankine é útil considerar que o rendimento depende da temperatura média na qual o calor é fornecido e da temperatura média na qual o calor é rejeitado. Qualquer variação que aumente a temperatura média na qual o calor é fornecido, ou que diminua a temperatura média na qual o calor é rejeitado, aumentará o rendimento do ciclo. Borgnakke e Sonntag (2009)

Assim, quanto maior a temperatura na fonte quente, maior é a eficiência térmica do sistema baseado no ciclo de Rankine. Contraditoriamente, a eficiência dos coletores solares diminui com o aumento de temperatura na saída destes, fornecendo menores valores de energia útil. Logo, haverá um ponto de temperatura onde ocorre uma convergência para o máximo do sistema, incluindo coletores e ciclo Rankine. Assim, apesar de separadamente o ciclo Rankine possuir maior eficiência para maiores temperaturas, o sistema modelado terá um ponto de máximo, decaindo a produção de energia, após este ponto, apesar do ciclo Rankine tornar-se mais eficiente haverá menos energia (calor) disponibilizado pelo coletor.

3.6.1 Ciclo Rankine Orgânico

Os ciclos Rankine orgânicos representam uma classe de sistemas mais adequados às fontes térmicas de potência e temperatura limitadas, representando uma nova área no setor de geração de energia. O seu uso e aplicação são convenientes quando os tradicionais ciclos de geração á vapor ou à gás não são capazes de explorar as fontes de energia (MACCHI; ASTOLFI, 2017).

Basicamente, o ciclo Rankine orgânico é o mesmo do ciclo Rankine tradicional com água, porém aplicando o uso de fluidos de geração de vapor alternativos e com baixo ponto de ebulição, comparados à água. Apesar da denominação de orgânico para o ciclo, o fluido de trabalho não precisa necessariamente se enquadrar nesta definição, bastando ser aplicável às baixas temperaturas de operação. Embora apresente baixas eficiências térmicas, o custo de operação e instalação e retorno ambientalmente sustentável para recuperar calor de fontes térmicas normalmente desperdiçadas pode ser um atrativo para implantação deste tipo de sistema.

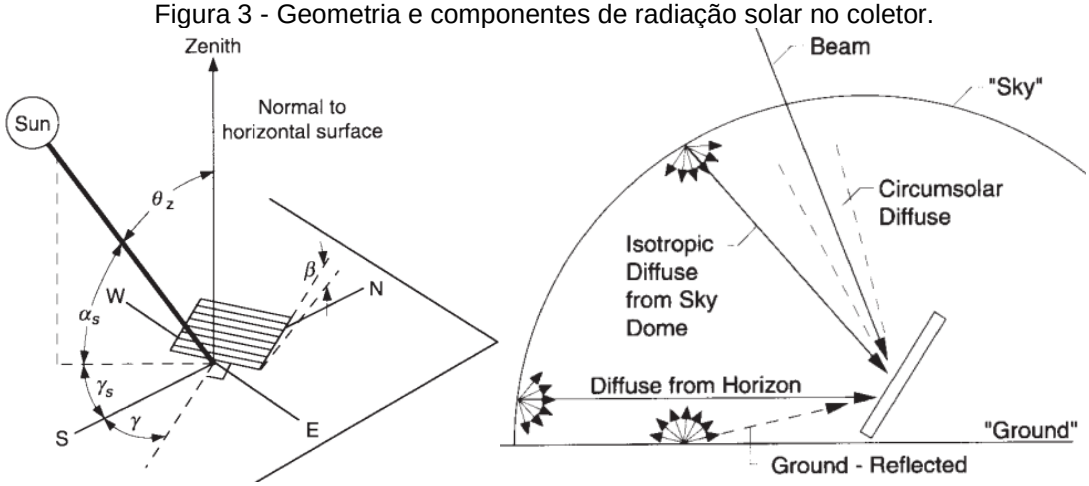
No mundo existem várias plantas comerciais em operação, sobretudo as desenvolvidas e construídas pela empresa ORMAT, uma referência no setor (MACCHI; ASTOLFI, 2017). Conforme apresentado por Macchi e Astolfi (2017), desde os anos 1950 plantas comerciais de diversos desenvolvedores operam com ciclos Rankine orgânicos para recuperação de calor, de rejeitos térmicos industriais, fontes solares ou fontes geotérmicas. As plantas apresentadas possuem capacidades instaladas de 0,6 kW a 40 MW, operando com diversos fluidos de trabalho.

3.7 ENERGIA SOLAR

A energia solar, como o próprio nome evidencia, tem como fonte a radiação proveniente do Sol. A quantidade de radiação solar incidente nos coletores é influenciada por diversos fatores como distância entre Terra e Sol, atmosfera, nebulosidade, poluição atmosférica, sombreamento e orientação dos coletores em relação à radiação direta do Sol. Além da radiação direta, os coletores recebem também a radiação difusa, espalhada por reflexões na atmosfera e a refletida pelo solo e outras superfícies (DUFFIE; BECKMAN; BLAIR, 2020). Os autores descrevem a geometria relacionada com a radiação solar de posicionamento e orientação dos coletores, fundamentais para a modelagem. A Figura 3 apresenta o esquema de orientação e ângulos envolvidos nos coletores e as diversas componentes de incidência solar sobre o coletor. Neste trabalho foi utilizado o método HDKR para modelar a radiação solar e suas componentes incidentes nos coletores, cujo modelo é descrito na metodologia.

Neste trabalho, para alimentar os modelos de simulação, os valores de radiação horária da localidade são fornecidos através de tabelas de dados. Na tabela estão os dados de radiação medidos experimentalmente e representativos de um ano meteorológico típico. Com os dados de radiação das tabelas e uso das equações do modelo matemático é determinada a energia absorvida pelos coletores.

Figura 3 - Geometria e componentes de radiação solar no coletor.



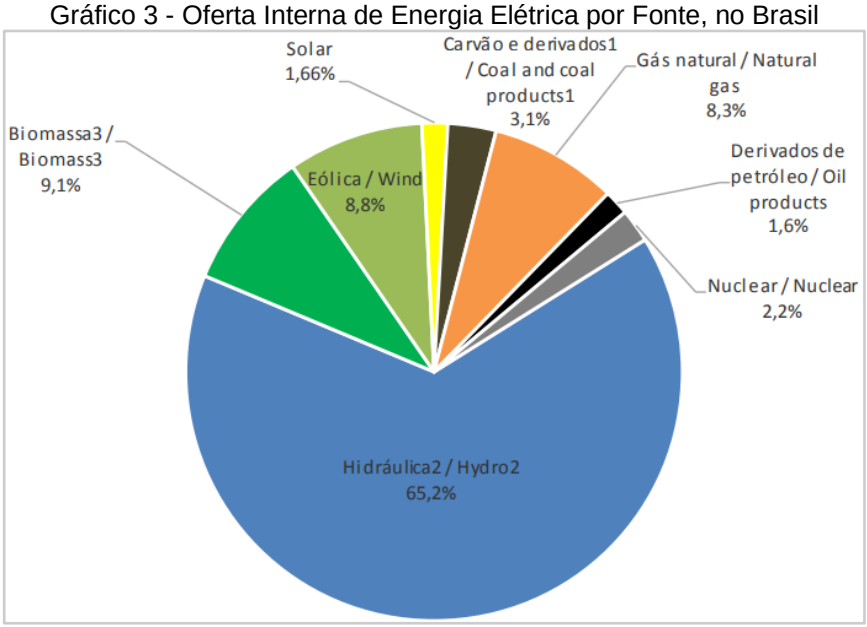
Fonte: Duffie, Beckman e Blair (2020)

Segundo Pereira et al. (2017), há registros sugestivos de uso da energia do

Sol desde as primeiras civilizações, seja para produção de alimentos ou conforto térmico. E, com as tecnologias atuais torna-se possível aproveitar esta energia em outras possibilidades, com classificações de acordo com as temperaturas.

Conforme relatórios de Brasil (2021a) a oferta de energia elétrica proveniente de fonte solar representa 1,66%, no Brasil (Gráfico 3). Sendo a capacidade instalada, no Brasil, para produção de energia elétrica de fonte solar de 1,9%. São considerados os coletores fotovoltaicos nesta conta e por ser o campo de inserção do modelo deste estudo, está será a referência.

Gráfico 3 - Oferta Interna de Energia Elétrica por Fonte, no Brasil



Fonte: adaptado de Brasil (2021a)

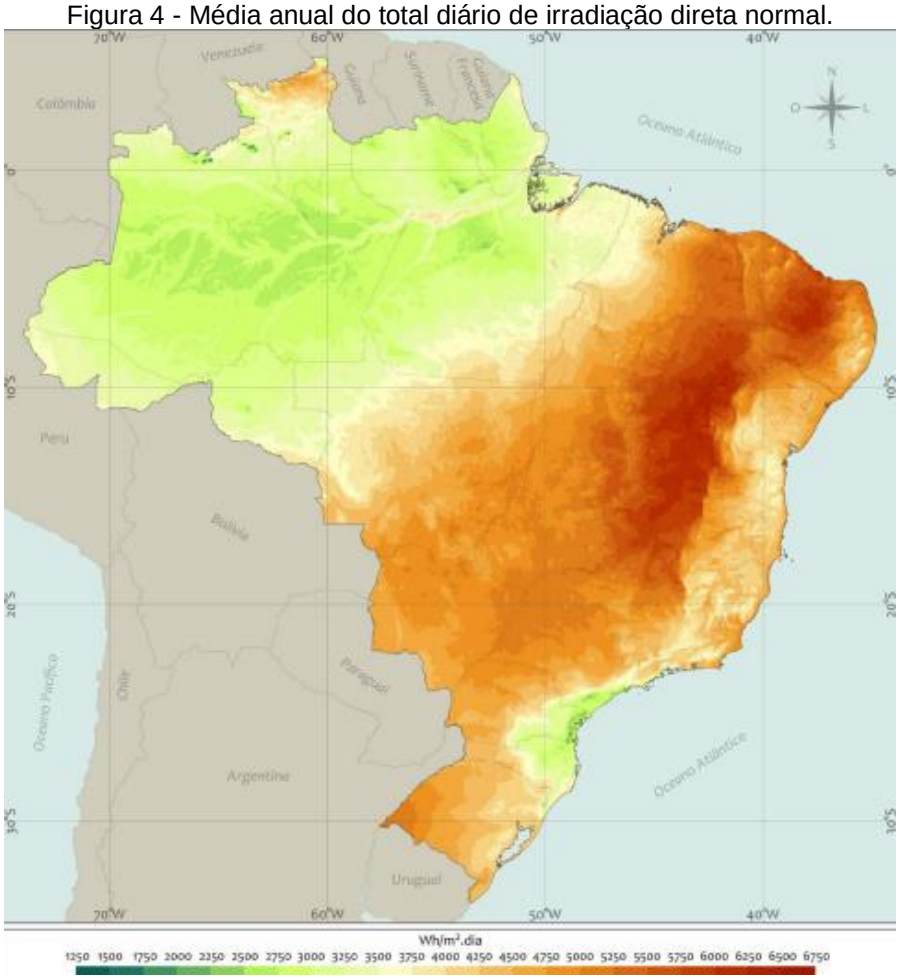
Notas: 1. Inclui gás de coqueria 2. Inclui importação de eletricidade 3. Inclui lenha, bagaço de cana, lixívia e outras recuperações.

As instalações de geração de energia solar no Brasil são em sua maioria do tipo fotovoltaico e de micro e minigeração distribuída - MMGD e concentradas no centro-sul do país. Entre os anos de 2019 e 2020 a capacidade instalada de painéis de produção de energia solar aumentou 187,1% no país, demonstrando um mercado em forte ascensão (BRASIL, 2021b).

Apesar de a geração de fonte solar estar concentrada no centro-sul do Brasil, a maior parte do território apresenta níveis exploráveis de irradiação solar, conforme Figura 4. Nota-se uma distribuição mais concentrada e potencialmente favorável na porção leste do território, entre as latitudes 0ºS e 20ºS. Em parte isso pode explicar

o fato dos estados de Minas Gerais e Bahia serem os maiores produtores de energia solar no Brasil, conforme dados de Brasil (2021a).

Figura 4 - Média anual do total diário de irradiação direta normal.



Fonte: Pereira et al. (2017)

A seguir são descritos os principais tipos de coletores solares para aproveitamento da energia solar, os fotovoltaicos e os coletores térmicos e concentradores solares. Cada um possui sua importância e aplicação para atendimento das diversas necessidades.

3.7.1 Sistemas Fotovoltaicos

Os sistemas fotovoltaicos são placas coletoras de radiação solar e conversoras diretas em energia elétrica, através do efeito fotoelétrico realizado por semicondutores. Cada vez mais compactos e eficientes, os sistemas fotovoltaicos evoluíram bastante nos últimos anos. E, segundo o estudo de Sharma, Mehra e Raj

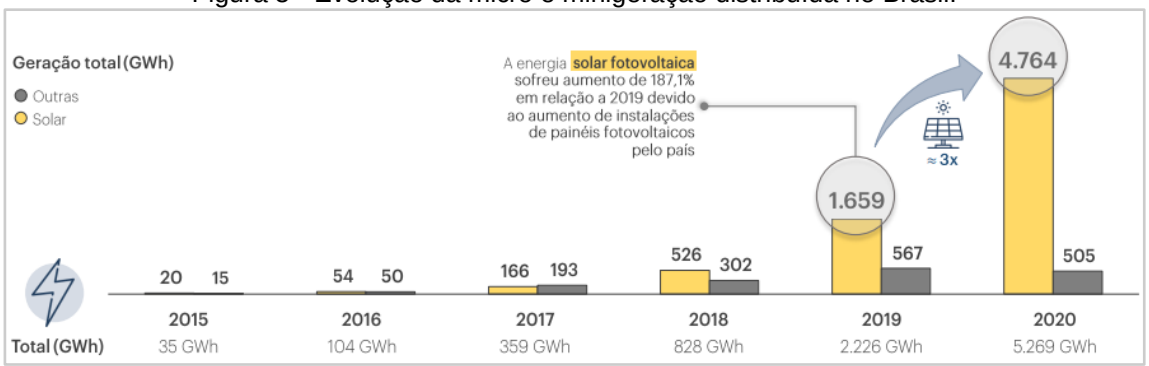
(2021), os coletores mais recentes, ditos de terceira geração, apresentam uma eficiência máxima de 38,9% na conversão de energia solar em elétrica.

Outra característica deste tipo de sistema é a forma de produção de energia elétrica, em corrente contínua. Isto torna necessária a conversão para corrente alternada, caso seja injetada na rede de distribuição local ou no uso doméstico convencional. Entretanto, isso torna ideal para estações de recarga de veículos elétricos, onde preferencialmente a corrente de recarga é a contínua, conforme apontado por Pereira et al. (2017).

Mesmo não sendo o objeto de estudo direto deste trabalho, os coletores fotovoltaicos são uma forma de conversão da mesma fonte original de energia, o Sol. Portanto, são uma boa base de comparação em termos de eficiência global. Apesar de explorar a mesma fonte de energia, os coletores fotovoltaicos e os coletores térmicos possuem, cada qual, sua aplicação mais indicada dentro do portfólio de possibilidades de uso e condições de instalação.

Devido a sua flexibilidade, os coletores fotovoltaicos podem ser instalados em pequenas áreas, como telhados domésticos. Isto pode explicar a popularidade de sistemas fotovoltaicos na produção distribuída de energia elétrica, a qual teve crescimento acentuado nos últimos anos. Segundo Brasil (2021b), o crescimento nos últimos anos é constante, crescente e bastante superior aos outros modos de MMGD no Brasil, Figura 5.

Figura 5 - Evolução da micro e minigeração distribuída no Brasil.



Fonte: Brasil (2021b)

Para efeito de comparação, é simulado um modelo fotovoltaico para comparar os resultados com os do modelo Rankine orgânico solar desenvolvido neste trabalho. Por se tratar de uma comparação qualitativa, não serão descritos os modelos matemáticos e equações governantes de um sistema fotovoltaico, pois não

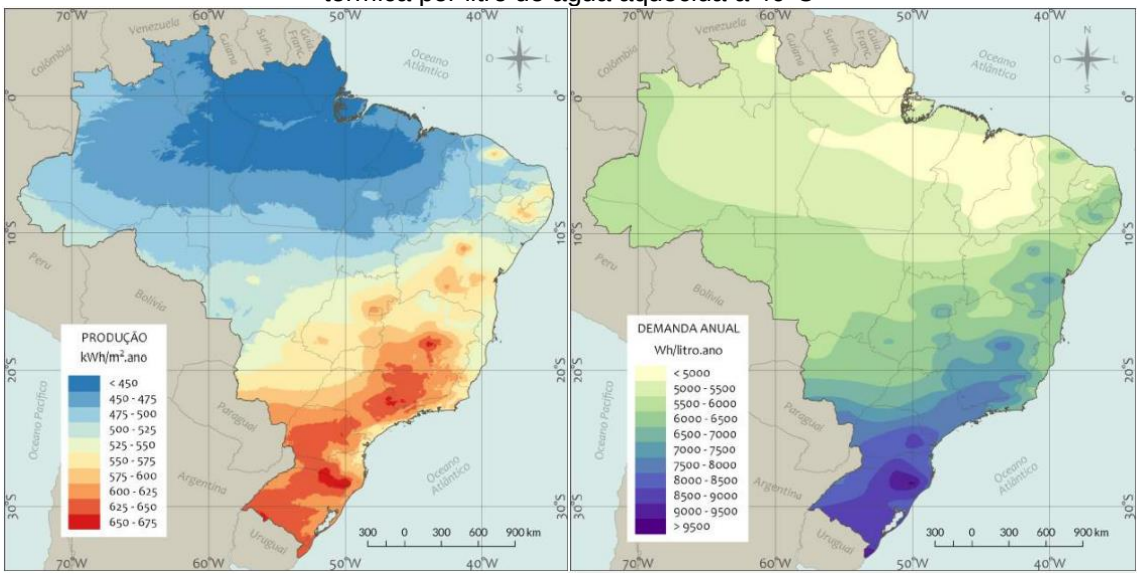
é o escopo deste trabalho o seu estudo em profundidade. Assim, um sistema fotovoltaico de potência equivalente é simulado diretamente no *software* apropriado (SAM) para geração de dados de comparação.

3.7.2 Coletores solares térmicos

Assim como os fotovoltaicos, os coletores solares térmicos utilizam o Sol como fonte primária de energia. Contudo, o aproveitamento da energia é direcionado para o aquecimento. Quando a baixas temperaturas (em torno de 100 ºC) estes coletores são usualmente utilizados para aquecimento de água, secagem ou aquecimento de ambientes (PEREIRA et al., 2017).

No caso de aquecimento de água, o uso mais habitual é para uso em chuveiros, com temperatura em torno de 40 ºC, podendo representar 24% do consumo de energia elétrica doméstica (PEREIRA et al., 2017). No Brasil os maiores usos desta forma de aquecimento concentra-se na região sul e sudeste, onde também existe uma maior demanda. A Figura 6 apresenta a produção e demanda anual total de energia térmica para aquecimento e uso doméstico (40ºC), no Brasil.

Figura 6 - Produção anual de energia térmica por área de coletor e demanda anual de energia térmica por litro de água aquecida a 40ºC



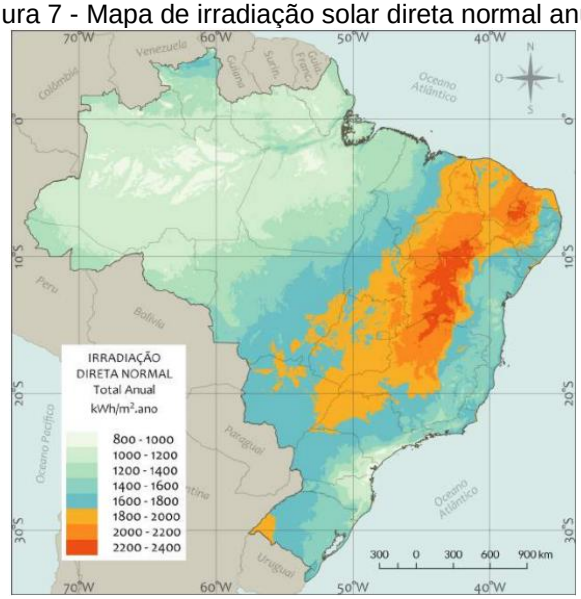
Fonte: Pereira et al (2017)

Para temperaturas mais altas de aquecimento dos coletores há outra aplicação, as chamadas usinas de geração heliotérmica, onde o calor é utilizado na

geração de vapor para a operação de turbinas geradoras de eletricidade. Entretanto, neste caso é necessária uma irradiação solar direta, onde haja irradiação solar anual acima de 2000 kWh/m2 (PEREIRA et al., 2017).

Mais uma vez, o Brasil apresenta áreas com bom potencial de exploração desta forma de produção de energia elétrica. A Figura 7 apresenta os valores anuais de irradiação direta solar, com boa distribuição no mapa. O destaque permanece na mesma porção do território brasileiro, entre as latitudes 0ºS e 20ºS em sua maioria.

Figura 7 - Mapa de irradiação solar direta normal anual.



Fonte: Pereira et al. (2017)

3.7.3 Concentradores solares

Os principais coletores solares operando em centrais de geração heliotérmica são os concentradores solares, os quais podem ser parabólicos, cilíndricos ou lineares, subdividindo-se em lineares e bidimensionais. Os lineares podem ser do tipo fresnel ou heliostatos (espelhos), por exemplo, e os bidimensionais do tipo parabólico ou cilíndrico. Em ambos os casos, suas superfícies são espelhadas para aumentar a incidência solar (concentrar) (PEREIRA et al., 2017).

Conforme destacado por Pereira et al. (2017), uma grande vantagem diferencial dos sistemas de geração de energia elétrica pelo sistema heliotérmico trata-se da possibilidade de armazenamento do fluido aquecido. Segundo os autores esta forma de armazenamento é dita de baixo custo e permite o controle e distribuição da produção de energia elétrica de forma programada e constante, com

possibilidade de continuar operando em momentos de baixa irradiação, por exemplo. Esta característica é muito importante em sistemas de produção de energia elétrica, pois permitem fornecer energia em patamares constantes, sem variações inesperadas durante o dia ou período de produção.

Esta característica de produção não é observada em sistemas fotovoltaicos, por exemplo. Coletores fotovoltaicos dependem de bancos de baterias e sistemas de potência para armazenar, controlar e equalizar a energia fornecida diretamente à rede. Isto é necessário para evitar surtos e variações na tensão da rede de distribuição.

Em contrapartida, os sistemas heliotérmicos, com concentradores solares são, em sua maioria, de grande porte e necessitam de grandes áreas de instalação. Ademais necessitam de condições de irradiação específicas para garantir sua viabilidade de funcionamento, conforme Pereira et al. (2017).

3.8 ARMAZENAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA

Dentro do potencial de exploração de energia solar, em sua forma térmica, os reservatórios térmicos desempenham um papel de grande importância. Notadamente, sua função é proporcionar isolamento térmico e estocagem, respectivamente, minimizando as perdas térmicas do fluido e armazenando o volume aquecido para uso em momento mais adequado. Basicamente, uma bateria de energia térmica. De fato, ao longo do dia, a radiação solar varia em intensidade e consequentemente aquecendo mais ou menos o fluido circulante nos coletores de aquecimento. Segundo Macchi e Astolfi (2017), esta intermitência justifica, também, a presença de armazenamento térmico nos sistemas de aquecimento solar, para torná-lo mais eficiente, confiável e de uso flexível. De acordo com Macchi e Astolfi (2017), os sistemas de armazenamento térmico são de três tipos de mecanismo:

- Calor sensível;
- Calor latente;
- Termoquímico.

3.8.1 Reservatório térmico por calor sensível

O armazenamento térmico baseado em calor sensível é obtido com a

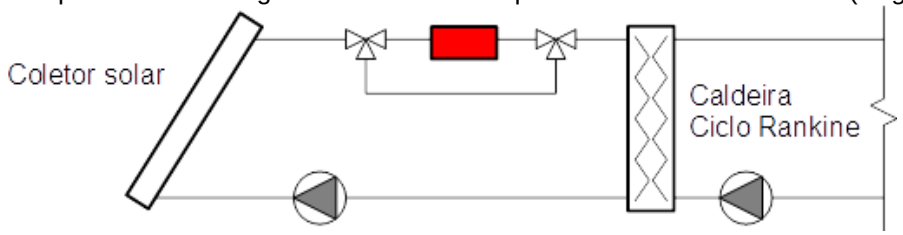
elevação da temperatura do fluido de armazenamento e é proporcional a diferença de temperaturas atingidas, sem mudança de fase. Há três configurações, apontadas por Macchi e Astolfi (2017), para os sistemas de armazenagem térmica por calor sensível:

- Tanque único de amortecimento (*single buffer)*;
- Tanque único de fluido quente e frio (*thermocline*);
- Armazenamento em dois tanques (*two-tank storage*).

Em todos os casos, uma gama variada de fluidos de transferência térmica pode ser usada, com a troca de calor podendo ocorrer de forma direta ou indiretamente, por intermédio de um trocador de calor. Os tanques de armazenagem também podem ser parcialmente preenchidos com materiais sólidos (*packed-bed*) de elevada capacidade térmica, como concreto, aço, alumínio, granito ou mármore, por exemplo (MACCHI; ASTOLFI, 2017).

No caso do tanque único de amortecimento (*single buffer*) um reservatório é utilizado para amortecer pequenas variações na temperatura de saída dos coletores solares, ocorridas devido a variabilidade da radiação solar durante o dia. Isto é feito com a acumulação de uma parte do fluido aquecido pelo coletor solar. Em geral, este tanque apresenta pequena capacidade e consequentemente pouco volume a ser usado além dos horários de insolação (MACCHI; ASTOLFI, 2017). A Figura 8 ilustra este tipo de reservatório.

Figura 8 - Exemplo de armazenagem térmica com tanque único de amortecimento (*single buffer*).

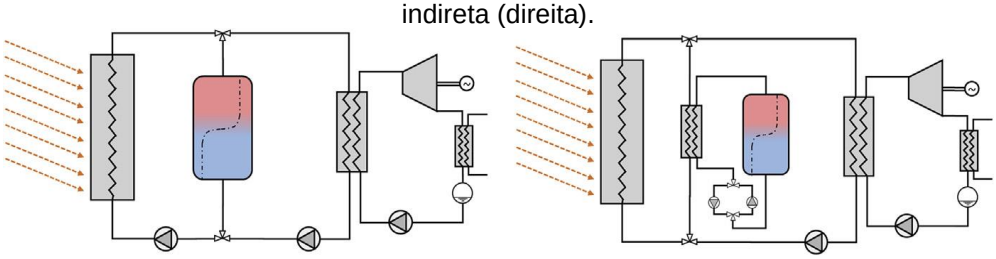


Fonte: O autor (2021)

Para o tanque único com de fluido quente e frio (*thermocline*), o funcionamento é um pouco diferente do anterior. Neste caso, o volume do reservatório é maior e tanto o volume aquecido (saída do coletor) quanto o volume frio (entrada do coletor) são armazenados no mesmo tanque. Assim, o fluido do reservatório único tende a apresentar um perfil estratificado de temperaturas em seu interior. Os reservatórios térmicos estratificados, por sua vez, são um modelo

clássico de armazenagem térmica e usualmente muito comum. Neste modelo de reservatório, ocorre uma separação natural entre os fluidos quente e frio, devido a diferença de densidade (MACCHI; ASTOLFI, 2017). Uma de suas vantagens está na facilidade de operação em conjunto com o coletor solar de aquecimento, sem necessidade de controles e instalações sofisticadas, bastando em geral, atentar apenas ao posicionamento adequado das tubulações de alimentação e descarga do reservatório. Outra vantagem é proporcionar maior armazenamento de fluido aquecido, com um tanque apenas. A Figura 9 apresenta este tipo de armazenagem térmica, com troca direta e indireta.

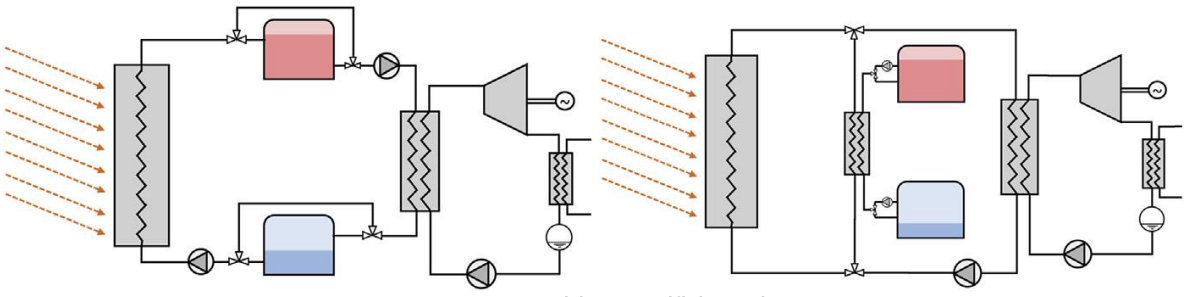
Figura 9 - Exemplos de reservatórios do tipo *thermocline*, com troca térmica direta (esquerda) e indireta (direita).



Fonte: Macchi e Astolfi (2017)

Já no armazenamento em dois tanques (*two-tank storage*), têm-se dois tanques, armazenando separadamente o fluido aquecido e o fluido frio. Nesta configuração, é obtida boa eficiência térmica nos processos de carga e descarga e flexibilidade operacional. Em sistemas Rankine orgânicos solares (SORC), são moduláveis e permitem estender a operação do sistema por várias horas além das horas de sol (MACCHI; ASTOLFI, 2017). A Figura 10 apresenta este tipo de reservatório com duas configurações, para troca térmica direta e indireta.

Figura 10 - Exemplos de armazenamento térmico em dois tanques, com troca térmica direta (esquerda) e indireta (direita).



Fonte: Macchi e Astolfi (2017)

3.8.2 Reservatório térmico por calor latente

Acumuladores térmicos por calor latente se valem do calor relativo à mudança de fase de alguns materiais. Estes reservatórios possuem potencial para alta densidade de energia armazenada além do fato da mudança de fase ser um processo quase isotérmico, facilitando sua interface com sistemas de potência, como o Rankine orgânico. Entretanto, a baixa condutividade térmica deste tipo de armazenagem implica em longo tempo para carregamento e descarregamento da energia (MACCHI; ASTOLFI, 2017).

3.8.3 Reservatório térmico termoquímico

O princípio de funcionamento deste reservatório se baseia em reações químicas reversíveis. Neste caso, o processo de acumulação é realizado com o calor conduzindo uma reação endotérmica. Posteriormente a energia térmica é recuperada com o processo químico exotérmico inverso. Dentre as tecnologias disponíveis, a armazenagem de energia térmica por termoquímica é a de maior densidade potencial de energia, por conta da elevada troca entálpica das reações químicas. Seus processos de troca térmica também são quase isotérmicos e a armazenagem dos produtos pode ser feita em temperatura ambiente (MACCHI; ASTOLFI, 2017).

3.9 COLETORES SOLARES TÉRMICOS PLANOS

Nesta classificação de coletores incluem-se os coletores de de aquecimento de fluidos, com geometria plana em seu conjunto. Ou seja, não inclui os concentradores solares, para os quais as equações de governo são diferentes. Três tipos de coletores planos são descritos neste trabalho: de placas planas simples, de tubos evacuados e os de placa plana evacuados. Cada um apresenta peculiaridades, características e eficiências diversas e, portanto, aplicações diferentes.

Os coletores solares de placas planas podem ser dimensionados para atingir até 100ºC acima da temperatura ambiente. Outra vantagem é não ser necessário o rastreamento do sol e solicitar pouca manutenção, além de ser mecanicamente mais

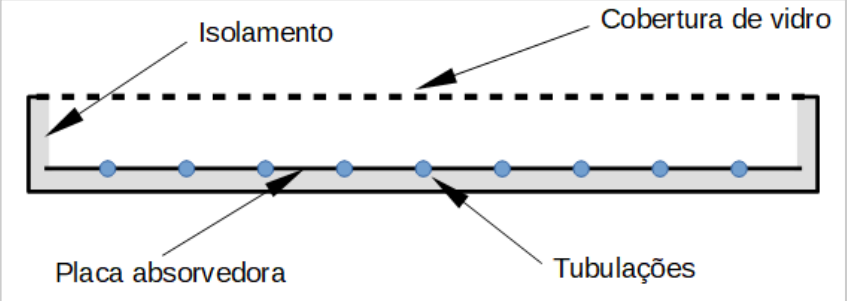
simples. Estes coletores são muito importantes em diversos processos térmicos e sua formulação e modelos possuem numerosos estudos bastante detalhados, no intuito de entender o funcionamento e melhorar o desempenho (DUFFIE; BECKMAN; BLAIR, 2020).

3.9.1 Coletores solares planos simples

Neste tipo de coletor solar a superfície de absorção é uma placa plana com uma tubulação preenchida com fluido percorrendo sua área. A placa absorve a radiação solar e transmite o calor ao fluido da tubulação. Esta placa absorvedora por sua vez, não só transmite calor à tubulação com fluido, como também para o ambiente por meio de radiação e convecção. Portanto o isolamento destas placas é fundamental para a melhor eficiência no aproveitamento da energia absorvida e redução das perdas. Por outro lado, maior isolamento implica em maior custo.

Os coletores mais simples, para baixas exigências de temperaturas, costumam não possuir isolamentos térmicos muito elaborados, como os aquecedores solares para piscinas. Em outros casos, os materiais de fabricação e camadas de isolamento são mais elaborados, em busca de melhores eficiências. Neste caso, os coletores podem ter uma ou várias camadas de vidro transparente em sua parte superior, permitindo a passagem de radiação de entrada e reduzindo a sua saída. No fundo e laterais do coletor, camadas de isolante térmico são fundamentais para garantir menores perdas de calor. A Figura 11 apresenta um corte esquemático de um coletor plano simples típico.

Figura 11 - Corte transversal de um coletor solar plano simples.



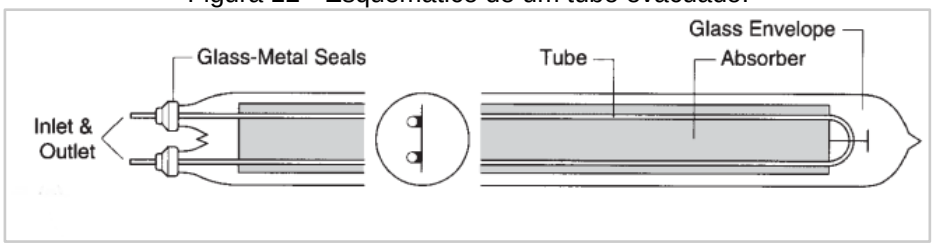
Fonte: O autor (2021)

3.9.2 Coletores solares planos de tubos evacuados

Diferentemente dos coletores planos simples, os coletores de tubos evacuados não possuem isolamentos laterais e de fundo. Em vez disso, possui apenas o tubo aderido a uma placa absorvedora por onde passa o fluido absorvedor. Estes elementos, por sua vez, são envoltos por outro tubo, de vidro, como se a cobertura de vidro dos coletores planos se estendesse por todos os lados. Com esta geometria, é possível realizar vácuo no tubo envoltório, para reduzir as perdas térmicas (DUFFIE; BECKMAN; BLAIR, 2020).

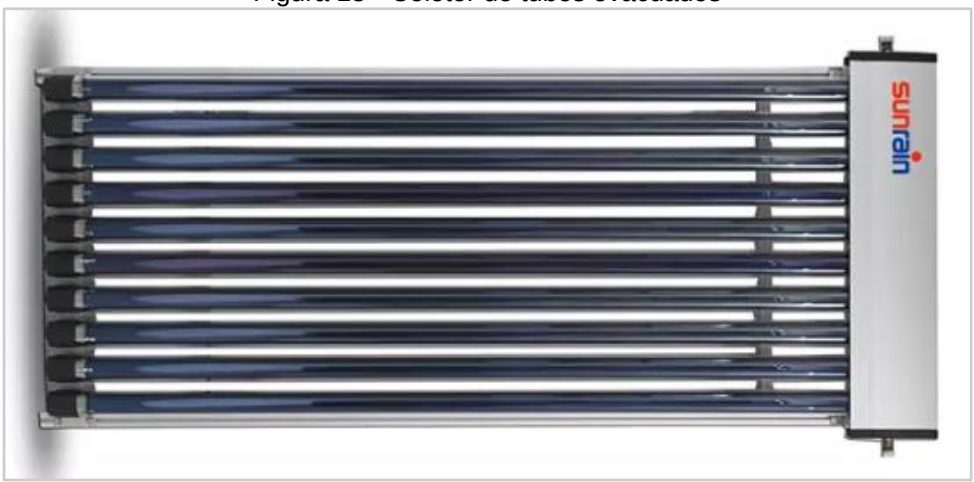
Assim, vários tubos são dispostos e conectados lado a lado, para compor um conjunto plano de tubos e as mesmas equações se aplicam. Este tipo de coletor apresenta, em geral, curvas de eficiência melhores comparativamente aos coletores simples, conforme a temperatura de aplicação aumenta. Em contrapartida, estas instalações exigem maiores cuidados e proteção, por sua sensibilidade aos impactos. A Figura 12 apresenta um esquema de construção de um tubo evacuado e a Figura 13 apresenta a imagem de um produto desta classificação.

Figura 12 - Esquemático de um tubo evacuado.



Fonte: Duffie, Beckman e Blair (2020)

Figura 13 - Coletor de tubos evacuados



Fonte: Sunrain (2020)

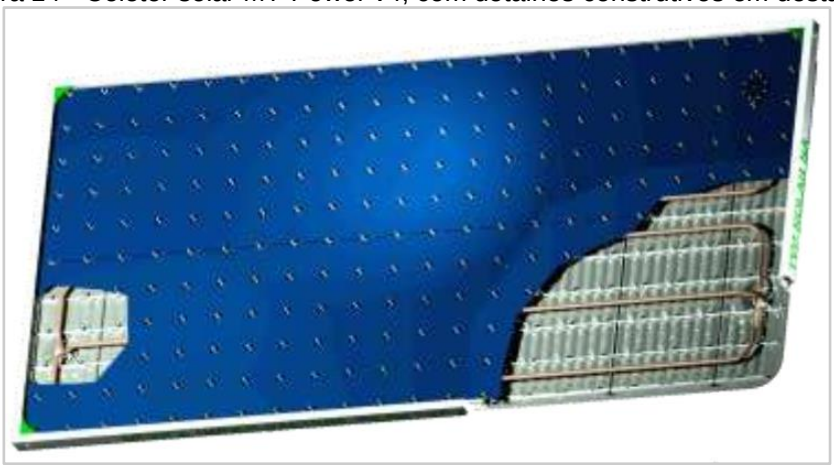
3.9.3 Coletores solares planos de placas evacuadas

Outro modelo de coletor plano, semelhante aos anteriores em termos de equacionamento, são os coletores planos evacuados. Este tipo de coletor é semelhante ao primeiro modelo simples, com camadas de vidro em sua parte superior, isolamento na parte inferior e laterais e placas planas absorvedoras no interior. A diferença se faz no espaço entre as camadas de vidro e placa absorvedora, onde é mantido vácuo. Isto reduz as perdas térmicas do coletor, melhorando sua eficiência. Contudo, manter vácuo entre placas é um procedimento muito mais trabalhoso, quando em comparação com tubos. De fato, apenas alguns fabricantes possuem tecnologias próprias capazes de manter vácuo entre placas de forma eficiente e capaz de suportar às intempéries de uso e instalação.

Em termos de transferência de calor, o vácuo elimina um dos meios de troca de calor no modelo de perdas térmicas do coletor. Por isso os resultados de desempenho deste tipo de coletor são melhorados. Outras implementações como materiais da cobertura, com uso de vidros especiais também melhoram as eficiências dos três tipos de coletores descritos.

Neste trabalho, o coletor da empresa TVP Solar é analisado como o representante desta categoria de coletores, planos evacuados. Os resultados das simulações com os coletores são mostrados no capítulo de resultados. A Figura 14 apresenta uma imagem do produto.

Figura 14 - Coletor solar MT-Power v4, com detalhes construtivos em destaque



Fonte: TVP Solar (2017)

4 METODOLOGIA

Neste capítulo são apresentadas as metodologias empregadas neste trabalho, cada método será apresentado e justificada a sua escolha dentro do contexto da pesquisa e sua contribuição para o trabalho. Também serão demonstrados os modelos matemáticos utilizados e as considerações adotadas.

No desenvolvimento desta pesquisa foi empregada uma metodologia teórica, com modelamento matemático do fenômeno estudado, e numérica computacional com o procedimento de análise energética do sistema. Para alcançar os objetivos, foi adotada a estratégia de simulação computacional baseada na primeira e segunda Leis da termodinâmica, transferência de calor, energia solar e ciclo de geração de potência para avaliar o aproveitamento energético do sistema de cogeração proposto. Foram efetuadas abordagens de otimização do sistema e avaliações comparativas visando a melhoria de performance. Como suporte ao estudo foram utilizados softwares computacionais como Engineering Equation Solver - EES, System Advisor Model - SAM e editores de planilhas eletrônicas. A pesquisa teve suporte das instalações e infraestrutura do laboratório do Cogencasa - UFPE.

Para determinar o sistema de cogeração a ser analisado e simulado, foram tomados os dados da revisão bibliográfica, da literatura consolidada, instrumentação necessária e de parâmetros mercadológicos dos sistemas e subsistemas (bombas, compressores, trocadores de calor etc.).

Para desenvolver um modelo termodinâmico do sistema de cogeração selecionado, foram utilizadas ferramentas computacionais e amparo teórico para compor e simular adequadamente os resultados termodinâmicos.

Para analisar os resultados de eficiência global do sistema, foram utilizadas ferramentas computacionais, com comparação tabelada de resultados e gráficos de desempenho, confrontando estes resultados e verificando a relação entre eles e os fatores de influência nos resultados.

Para publicação em revistas indexadas ao assunto deste estudo, os resultados obtidos e os passos realizados durante a trajetória foram compilados na forma de artigo, conforme o modelo da revista de interesse.

Com estas metodologias, buscou-se o atingimento dos objetivos desta pesquisa, especificamente. Neste capítulo estas metodologias serão abordadas em maior profundidade, com demonstração dos métodos e justificativa para uso de cada

um.

4.1 EES

O *Engineering Equation Solver* - EES é um *software* de resolução de sistema de equações, de interface e uso intuitivos e fácil utilização. De fato, o *software* tem se mostrado bastante robusto na solução de problemas de sistemas lineares e não-lineares, razão pela qual é comumente utilizado no meio acadêmico.

Dentre os recursos, internamente, o EES possui uma biblioteca de dados e propriedades termodinâmicas e físicas atualizadas, além da possibilidade de serem instaladas bibliotecas externas. Assim, de forma relativamente simples as propriedades termodinâmicas de diversos fluidos podem ser calculadas em função de duas propriedades independentes, e são inseridas como equações no sistema de equações de simulações, de forma simultânea.

O programa tem ainda a possibilidade de gerar tabelas paramétricas facilitando a análise do efeito da variação de parâmetros no sistema e também a geração de gráficos em duas e três dimensões, com ajuste de curvas e análise de maximização ou minimização de variáveis. Além disso, em seu uso é possível programar rotinas de iterações e realizar operações lógicas.

Para uso e entendimento do *software* e suas funcionalidades é disponível o manual (KLEIN; NELLIS, 2012) de uso bastante didático e o próprio índice interno do programa, com instruções de uso e descritivo das equações. De forma paralela e muito útil, há um canal do *youtube,* do mesmo autor do manual, onde o uso do *software* é pormenorizado em problemas e soluções específicas.

Especificamente para os problemas envolvendo energia solar, a editora Wiley disponibiliza em seu sítio eletrônico o acesso gratuito às bibliotecas de equações do livro de Duffie, Beckmann e Blair (2020). Esta biblioteca de equações é específica e facilmente integrada ao EES, facilitando a resolução de problemas envolvendo energia solar (WILEY, 2021).

O laboratório do Cogencasa, da UFPE, possui licenças de uso deste *software*, possibilitando o acesso e utilização deste por seus alunos e pesquisadores. Por estes motivos, por suas funcionalidades, poder de processamento, adequação ao escopo da simulação desta pesquisa e acesso, o *software* foi utilizado para realizar as principais soluções do sistema de equações do modelo matemático proposto

neste trabalho.

4.2 SAM

O System Advisor Model - SAM é um software de simulação dedicado ao estudo de sistemas de energia renovável. O software é do tipo livre e pode ser obtido gratuitamente em seu sítio na internet (U.S. DEPARTMENT OF ENERGY, 2020b). O programa se propõe a dar suporte aos estudos acadêmicos e comerciais para soluções em energia renováveis. O software tem respaldo do departamento de energia dos Estados Unidos e é atualmente desenvolvido pelo *National Renewable Energy Laboratory* (NREL).

Neste programa é possível realizar estudos energéticos e econômicos de diversos tipos de energias renováveis sendo: fotovoltaicos, eólicos, maremotrizes, concentradores solares, aquecimento solar de água, combustão de biomassa e geotérmicos. Assim, torna-se uma importante ferramenta de suporte em projetos e estudos de viabilidade técnica e econômica, quando se pretende explorar estas energias renováveis.

Contudo, o SAM não engloba em suas funcionalidades a opção de simulação de sistemas Rankine com alimentação solar, por exemplo. Neste contexto, o SAM foi utilizado como meio de comparação para a ferramenta de simulação desenvolvida no EES. Realizando este *benchmarking* para alguns resultados, formas de apresentação e unidades convencionalmente utilizadas, além da verificação de sua aproximação e coerência.

Outra aplicação do SAM, neste trabalho, foi realizar uma simulação de produção energética com módulos fotovoltaicos. O objetivo é comparar qualitativamente uma solução de energia renovável com a proposição desta pesquisa, em relação ao ciclo de potência (SORC). Possibilitando um comparativo entre a proposição simulada neste trabalho e uma solução fotovoltaica típica, em termos de produção energética e de eficiência. O modelo simulado no SAM possui potência instalada semelhante ao SORC ($\simeq$1kW), utilizando coletores fotovoltaicos.

Neste comparativo foi considerada a mesma cidade de simulação e tabela de dados solarimétricos, ou seja, ano meteorológico típico (TMY) para a cidade do Recife-PE. No SAM há uma grande variedade de módulos fotovoltaicos, com eficiências nominais variando entre 5% e 21%, aproximadamente. O módulo

selecionado para comparativo apresenta uma eficiência média, em relação aos disponíveis no software, com eficiência nominal de 15,21%, Figura 15.

Figura 15 - Dados técnicos do módulo fotovoltaico, Trina Solar TSM250PDG5.

Nominal efficiency	15.2097	%	Temperature coefficients			
Maximum power (Pmp)	250.200	Wdc	-0.501	%/°C	-1.253	W/°C
Max power voltage (Vmp)	30.0	Vdc				
Max power current (Imp)	8.3	Adc				
Open circuit voltage (Voc)	37.5	Vdc	-0.387		-0.145	V/°C
Short circuit current (Isc)	9.0	Adc	0.054	%/°C	0.005	A/°C

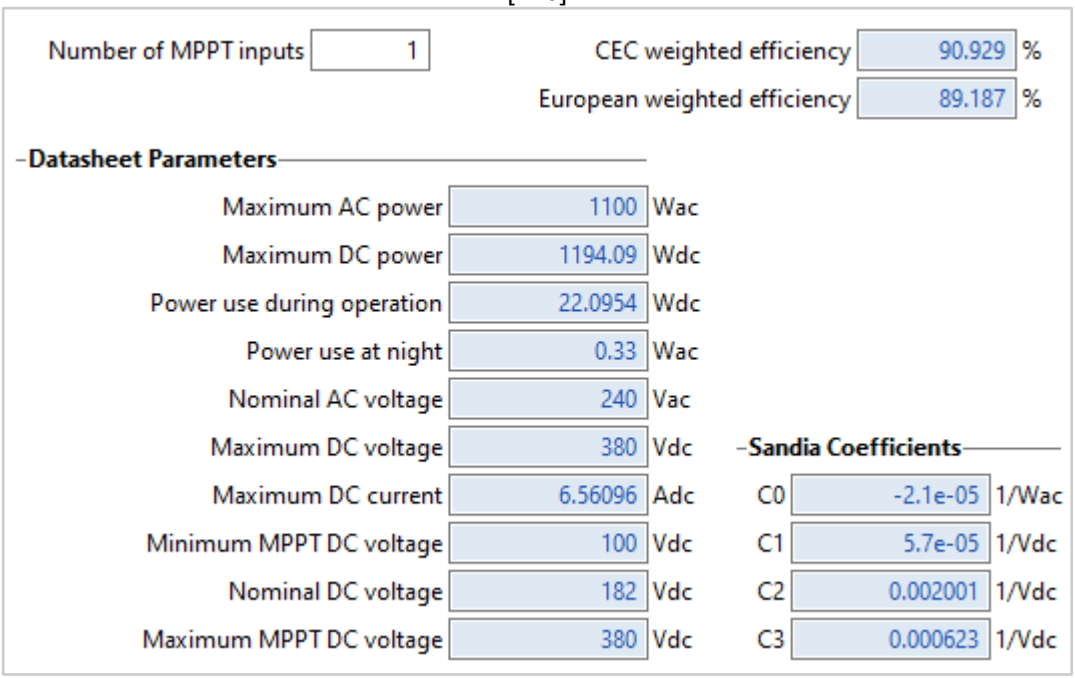
Fonte: SAM (2020)

O modelo fotovoltaico desenvolvido no SAM possui as seguintes características, selecionadas em função dos mesmos dados solarimétricos, da potência desejada do sistema (1kW), valores típicos e seleção arbitrária de fabricantes:

- Cidade: Recife-PE, ano meteorológico típico (TMY);
- Módulo: Trina Solar TSM250PDG5, Figura 15;
- Inverter: Open Energy: Solar Save 1100 [240], Figura 16.

O comparativo com outros modais energéticos sustentáveis presentes no SAM, além do fotovoltaico, não faz parte do escopo e não foi desenvolvido neste trabalho. Assim fica proposto como sugestão para trabalhos futuros, juntamente com os estudos econômicos e financeiros.

Figura 16 - Dados técnicos do conversor DC/AC inverter, Open Energy: Solar Save 1100 [240]



Fonte: SAM (2020)

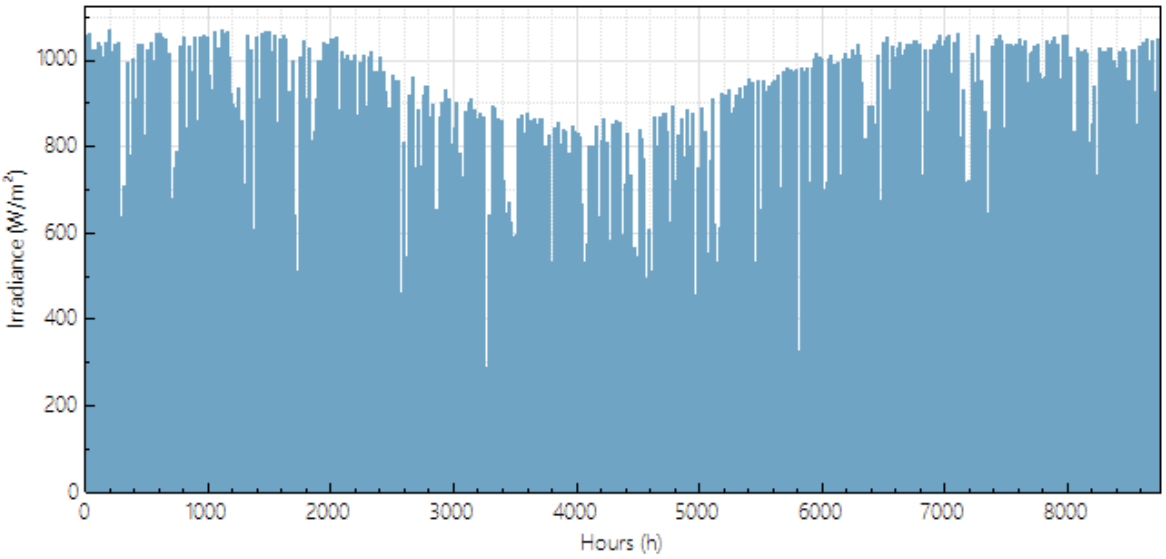
4.3 BASE DE DADOS SOLARIMÉTRICOS

Nesta pesquisa foram utilizados dados solarimétricos para as simulações de produção de energia solar no aquecimento da água dos coletores. Os dados são inseridos na forma de tabelas no EES. As tabelas fornecem os dados solarimétricos de um ano meteorológico típico ou *Typical Meteorological Year - TMY,* do termo em inglês. Também é possível selecionar e simular um ano solar específico, contudo neste trabalho será considerado o TMY.

O NREL mantém disponível na *internet* uma base de dados solarimétricos disponível de forma gratuita para usuários do SAM ou outras aplicações. Através do SAM, os dados solarimétricos para as diversas localidades do globo são obtidas e integradas automaticamente, bastando realizar uma simples busca no próprio SAM. Para outras aplicações, é possível escolher a localidade e obter os mesmos dados em forma de planilhas eletrônicas. O usuário pode escolher entre um ano específico de avaliação ou um ano típico da localidade. Para esta pesquisa foi escolhido o ano típico, TMY, da cidade do Recife, no estado de Pernambuco. Esta tabela de dados solarimétricos é considerada tanto no modelo de cogeração proposto neste trabalho, quanto no no modelo fotovoltaico de comparação comparativo. O Gráfico 4

apresenta os dados de irradiação TMY para a cidade do Recife-PE.

Gráfico 4 - Irradiação anual para cidade do Recife-PE, TMY.



Fonte: O autor (2022)

A base de dados mantida pelo NREL é conhecida por *National Solar Radiation Database* - NSRDB. De uso simples, a base de dados possui um aplicação na própria *web*, onde o usuário seleciona a localidade no mapa, visualmente, por busca do nome ou por coordenadas cartográficas. Em seguida basta solicitar a tabela de dados e os dados são enviados via correio eletrônico (U.S. DEPARTMENT OF ENERGY, 2020b).

De posse da tabela de dados, uma importação para o EES é simples e permite o seu uso em diversas possibilidades de cálculos e simulações com dados solares reais obtidos por satélites meteorológicos estacionários e por bancos de dados de estações solares integradas ao NSRDB. Desta forma, as simulações realizadas no EES, com base nestas tabelas, tornam-se robustas pois se originam de dados obtidos por instrumentos. Logo, é possível realizar simulações com resultados próximos de um experimento físico.

4.4 BASE DE DADOS DOS COLETORES

Para realizar as simulações dos coletores solares no EES, são necessários os dados de performance destes. Uma fonte onde podem ser obtidos os dados dos coletores é o SAM, onde são encontradas tabelas de coletores de diversos

fabricantes. Contudo, apesar de úteis, as tabelas do SAM apresentam alguns coletores com seus certificados já expirados. Logo, mesmo sendo dados válidos os coletores podem ter sido descontinuados por seus fabricantes ou simplesmente não submeteram o produto para a nova validação, a qual é feita anualmente por órgãos certificadores.

Um dos órgãos certificadores é a *Solar Rating & Certification Corporation* - SRCC, o qual é um organismo de certificação credenciado pela ISO / IEC 17065, especializado nos produtos de aquecimento e resfriamento solar. Este órgão emite certificações dos produtos, em especial coletores solares, após submetê-los aos testes padronizados de uso. Nos certificados também podem ser obtidos os dados de desempenho e dimensões dos coletores, necessários para simulação no EES.

No Brasil, as certificações de coletores solares são realizadas pelo INMETRO, o qual avalia e classifica diversos coletores para aquecimento de água. Em suas tabelas o órgão disponibiliza os dados dos valores desempenho e eficiência, com classificação segundo o Programa Brasileiro de Etiquetagem - PBE.

Portanto, por serem mais atualizados, completos e integrados ao SAM, em termos de dados característicos dos coletores, os dados dos foram tomados a partir dos seus certificados SRCC. Os quais podem ser obtidos no sítio de internet do próprio SRCC (SRCC - SOLAR RATING & CERTIFICATION CORPORATION, 2019). Os certificados dos coletores simulados neste trabalho estão presentes entre os anexos desta dissertação.

4.5 EQUAÇÕES PARA COLETORES SOLARES PLANOS

Para Duffie, Beckmann e Blair (2020) na determinação do desempenho de um coletor solar é importante conhecer a transmitância τ, refletância ρ, absortância α, índice de refração n e coeficiente de extinção K. Onde a transmitância, refletância e absortância são funções da radiação incidente, enquanto a espessura, índice de refração e coeficiente de extinção são propriedades do material da cobertura.

Segundo Duffie, Beckmann e Blair (2020), o índice de refração n e o coeficiente de extinção K de um material são funções do comprimento de onda da radiação. Entretanto, considerando o vidro como o material comum de cobertura de coletores solares, os autores os consideram estas duas propriedades independentes

do comprimento de onda na formulação. Desta forma, resta desenvolver entendimento acerca das propriedades de transmitância, refletância e absortância.

Na interação da radiação com um meio semitransparente, a radiação se divide em três modos, sendo transmitida, absorvida ou refletida pelo meio. A absortância ou absortividade representa a fração de radiação absorvida pelo material. A refletância ou refletividade corresponde a fração refletida da radiação pela superfície do material. E, a transmitância ou transmissividade determina a fração de radiação transmitida através do material (INCROPERA et al., 2008). No balanço da radiação tem-se:

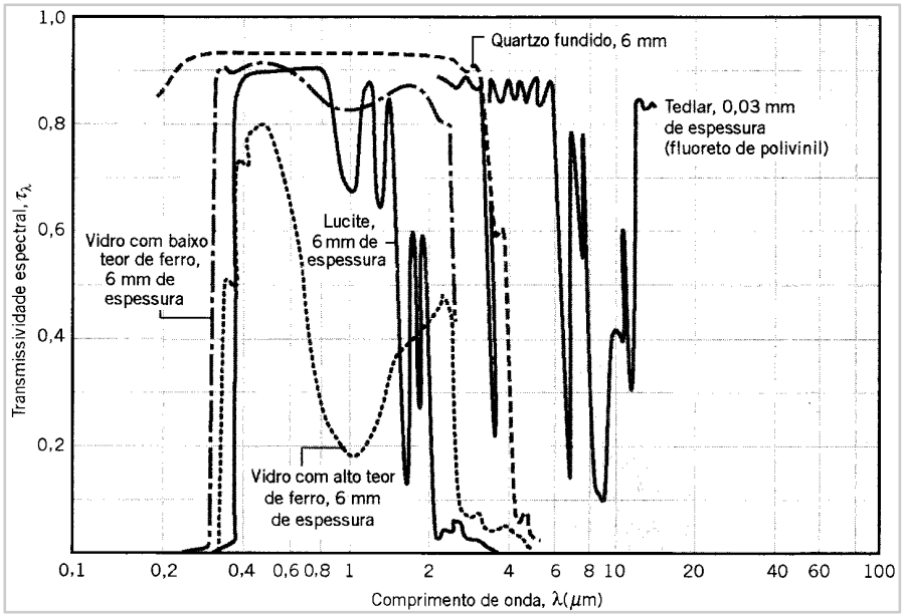
$$\rho + \alpha + \tau = 1 \tag{1}$$

Onde as propriedades de transmitância, absortância e refletância de um material de cobertura, segundo Duffie, Beckmann e Blair (2020), podem ser determinadas por métodos de cálculo como o *ray-tracing* e *net radiation*. Em sua demonstração, os autores apresentam a dependência desta propriedades em relação ao ângulo de incidência sobre a superfície, polarização da radiação e número de coberturas de um coletor.

Para Duffie, Beckmann e Blair (2020), a cobertura dos coletores exerce papel importante, pois alguns materiais bloqueiam os comprimentos de onda de radiação de forma seletiva. Especificamente para o vidro, material mais comumente utilizado na cobertura dos coletores solares, há uma relação direta entre a presença de óxido de ferro e a dependência espectral, Gráfico 5. Vidros com baixa concentração do óxido apresentam transmitância elevada, ou seja baixa absortância e refletância. Vidros com concentrações elevadas do óxido de ferro são mais esverdeados e não indicados para cobertura de coletores solares, pois apresentam baixa transmitância, segundo os autores.

De fato a transmitância da cobertura deve ser a mais elevada possível, pois interfere na porção de radiação a incidir sobre a placa absorvedora, abaixo da cobertura. Para comprimentos de onda aproximadamente acima de 3 μm, o vidro é praticamente opaco, conforme o Gráfico 5.

Gráfico 5 - Transmitância espectral de vidro de 6mm, com concentrações variadas de óxido de ferro.



Fonte: Incropera et al. (2008)

Entretanto, conforme Duffie, Beckman e Blair (2020), a porção mais energética da radiação solar fora da atmosfera concentra-se entre 0,25 e 3 μm e a energia solar recebida por coletores no solo concentra-se basicamente entre 0,29 e 2,5 μm, portanto vidros claros de baixa concentração de óxido de ferro interferem pouco no comprimento de onda de interesse. Os Gráficos 6 e 7 apresentam a distribuição de energia da radiação solar em relação aos comprimentos de onda.

Duffie, Beckmann e Blair (2020) apresentam uma abordagem matemática para a transmitância, onde considera termos separadamente relativos às perdas por reflexão e por absorção. Sendo τ_r a componente sem as perdas por reflexão apenas e τ_a a componente deduzindo apenas as perdas por absorção do material. Desta forma, os autores apresentam uma equação onde a transmitância é dada para uma cobertura por:

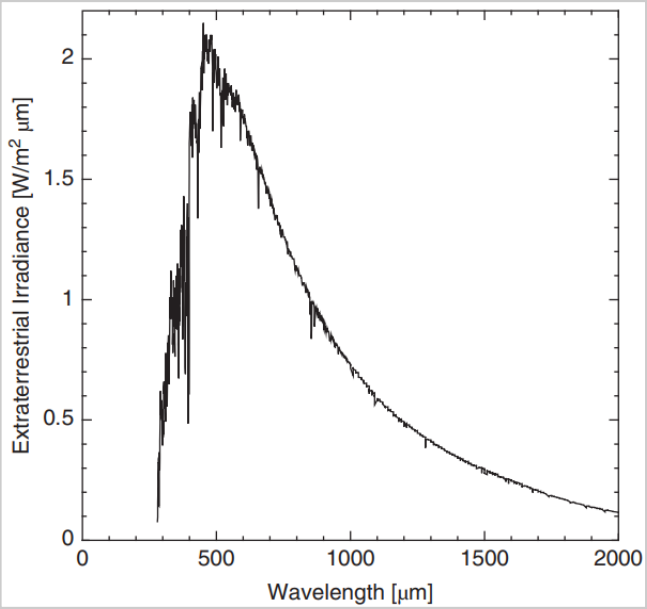
$$\tau \simeq \tau_a \tau_r \tag{2}$$

Desta relação e considerando o balanço da equação 1, deduz-se:

$$\alpha \simeq 1 - \tau_a \tag{3}$$

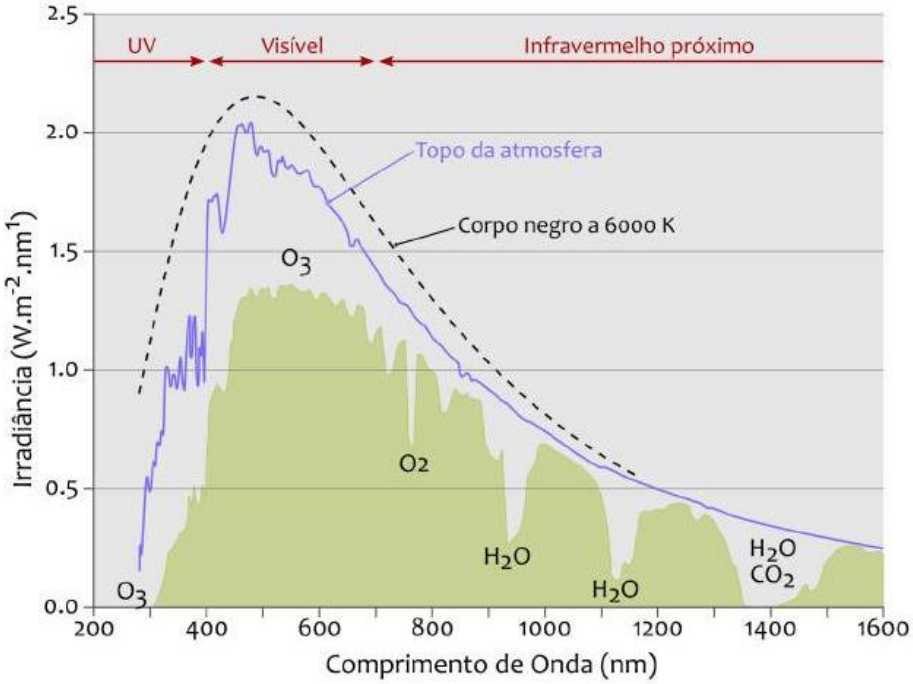
$$\rho \simeq \tau_a(1-\tau_r) = \tau_a - \tau \tag{4}$$

Gráfico 6 - Distribuição espectral de radiação extraterrestre a meia distância entre Terra e Sol.



Fonte: Duffie, Beckman e Blair (2020)

Gráfico 7 - Espectro eletromagnético da radiação solar com representação da atenuação da radiação incidente através da atmosfera.



Fonte: Pereira et al. (2017)

Segundo Duffie, Beckmann e Blair (2020), esta forma de equacionamento é vantajosa por levar em consideração as componentes de polarização da radiação e

por equacionar em torno de um único termo, tornando menos complicado o tratamento para múltiplas camadas de cobertura nos coletores.

Abaixo das camadas transparentes de cobertura ficam as placas absorvedoras. Como o objetivo das placas absorvedoras é absorver o calor da radiação e transferi-lo ao fluido, estas são opacas, ou seja, com transmitância nula. Logo, a radiação incidente será absorvida ou refletida (α + ρ = 1). Assim, nas placas absorvedoras estas duas propriedades de sua superfície são as mais importantes. Outra propriedade de interesse das placas absorvedoras é a sua emitância, pois interfere diretamente na perda de calor dos coletores. Conforme apresentado em Duffie, Beckman e Blair (2020), a relação entre a emitância, absortância e refletância, em função do comprimento de onda λ, considerando as Leis de Kirchhoff e de conservação de energia é dada por:

$$\rho_\lambda + \alpha_\lambda = \rho_\lambda + \epsilon_\lambda = 1 \tag{5}$$

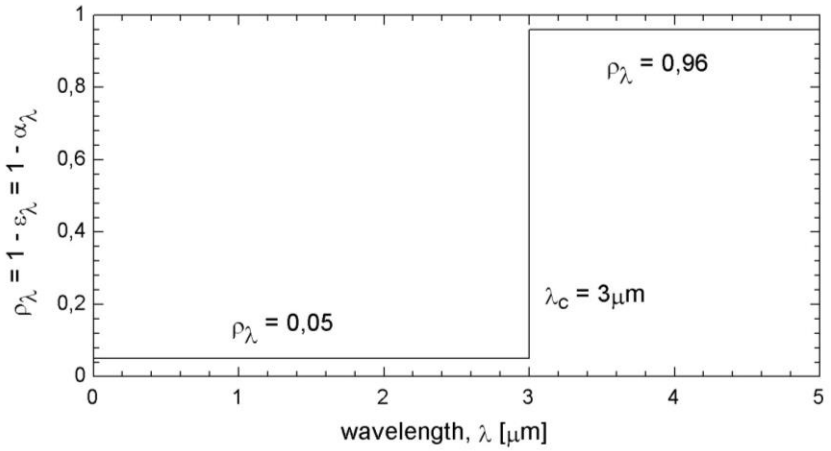
Logo, há um problema a ser contornado, pois para uma superfície absorvedora ideal, deseja-se alta absortância e baixa emitância. Sob este aspecto, Duffie, Beckman e Blair (2020) abordam os aspectos de superfícies seletivas. Segundo os autores as superfícies seletivas, utilizadas nos coletores solares combinam alta absortância com baixa emissividade, nos comprimentos de onda de interesse, abaixo de 3μm.

Nas superfícies seletivas, o conceito é ter refletância baixa, e consequentemente alta absortância e emitância, em comprimentos de onda abaixo de 3μm. Nos comprimentos de onda acima de 3μm esta relação se inverte, passando a ter alta refletância e baixa absortância e emitância. Como pode ser visto no Gráfico 8, onde é apresentado o comportamento de uma superfície hipotética com este comportamento.

Neste caso, como destacam Duffie, Beckman e Blair (2020), a emitância também tem uma relação direta com a temperatura da superfície. Em geral, segundo os autores, as superfícies absorvedoras apresentam temperaturas inferiores a 200 ºC. Nesta faixa de temperatura (<200 ºC), a radiação de corpo negro nos comprimentos de onda abaixo de 3μm do material hipotético representam menos de 1% do total, segundo os autores. Assim, para os autores, respeitando estas

condições, é possível obter superfícies de alta absortância à radiação solar, com baixa emissividade nos comprimentos de onda na faixa de interesse.

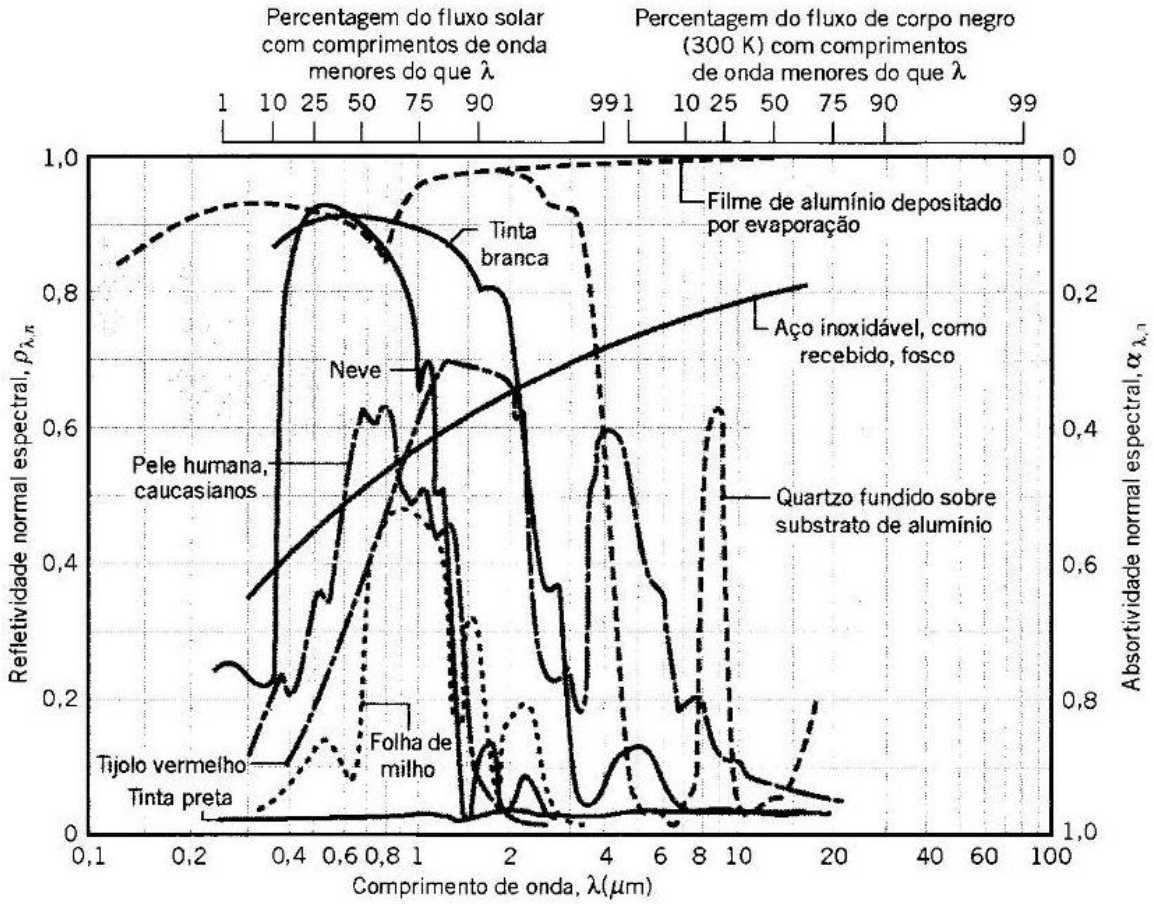
Gráfico 8 - Superfície seletiva hipotética, com corte a 3μm



Fonte: O autor (2021)

Entretanto, em superfícies seletivas reais, o comportamento da refletividade em função do comprimento de onda não apresenta comportamento como o do Gráfico 8, em vez disso algo mais espalhado, como pode ser verificado no Gráfico 9, para alguns materiais reais. Duffie, Beckman e Blair (2020) também destacam uma maior sensibilidade para a emissividade com a temperatura em materiais reais. Assim, os autores indicam a realização de uma integração dos valores do gráfico do material real, na faixa de interesse, encontrando um valor médio para ser utilizado na faixa de interesse.

Gráfico 9 - Refletância espectral para materiais diversos



Fonte: Incropera et al. (2008)

Com estas propriedades definidas, é necessário agora desenvolver o modelo para o produto entre absortância e transmitância, para ser usado na equação geral de ganho de energia do coletor. Neste sentido, considerando também a refletância e número de coberturas com múltiplas reflexões entre as camadas, os autores demonstram a equação prática equivalente para determinar o produto ($\tau\alpha$) sendo:

$$(\tau\alpha) \simeq 1,01\tau\alpha \tag{6}$$

Para Duffie, Beckmann e Blair (2020), o produto entre a transmitância e absortância ($\tau\alpha$) deve ser tratado como uma propriedade do coletor-absorvedor e não apenas como um resultado da multiplicação de propriedades do material. Ou seja, define uma característica equivalente do conjunto coletor-absorvedor.

Partindo da equação 6, segundo Duffie, Beckmann e Blair (2020), são encontrados os valores de $(\tau\alpha)_d$ e $(\tau\alpha)_g$ relativos ao produto de transmitância

absortância referentes a parte de radiação difusa e proveniente do solo respectivamente. E, considerando também o ângulo de incidência de radiação θ sobre o coletor encontra-se o valor de $(\tau\alpha)_b$ referente a radiação incidente diretamente no coletor.

Entretanto, os dados de testes dos coletores fornecem os valores do índice modificador de ângulo K$\tau\alpha$ relacionados com os ângulos de incidência. Desta forma, Duffie, Beckmann e Blair (2020), apresentam a relação entre os valores de ($\tau\alpha$) de cada componente de radiação e K$\tau\alpha$.

$$K\tau\alpha(\theta_b) = \frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} \tag{7}$$

Desta forma, a partir dos dados dos testes dos coletores, são determinados os valores de K$\tau\alpha_b$, K$\tau\alpha_d$ e K$\tau\alpha_g$. Os quais são utilizados na equação geral para energia absorvida pelo coletor, em substituição aos valores de $(\tau\alpha)_b$, $(\tau\alpha)_d$ e $(\tau\alpha)_g$ respectivamente. Onde $(\tau\alpha)_n$ corresponde ao produto da transmitância-absortância normal ao coletor e representa o resultado da equação 6.

Em termos de modelagem matemática da radiação incidente, existem alguns modelos propostos ao longo dos anos por diversos pesquisadores são apresentados em Duffie, Beckman e Blair (2020). Para este trabalho, o modelo considerado é o HDKR, proposto pela junção dos trabalhos de Hay e Davis (1980 apud DUFFIE; BECKMAN; BLAIR, 2020), Reindl et al (1990b apud DUFFIE; BECKMAN; BLAIR, 2020) e Klucher (1979 apud DUFFIE; BECKMAN; BLAIR, 2020). Neste modelo são consideradas as radiações difusas e refletidas unificadas na mesma direção da radiação direta. Assim, a componente da radiação sobre o coletor tem a seguinte equação, considerando o ângulo de inclinação do coletor β, o produto da transmitância-absortância $(\tau\alpha)_n$ e os valores de e K$\tau\alpha$ das componentes direta, difusa e refletida pelo solo.

$$S = I_b R_b K_{\tau\alpha;b}(\tau\alpha)_n + I_d K_{\tau\alpha;d}(\tau\alpha)_n \left(\frac{1+cos\beta}{2}\right) + I\rho_g K_{\tau\alpha;g}(\tau\alpha)_n \left(\frac{1-cos\beta}{2}\right) \tag{8}$$

Onde:

S : energia absorvida pela superfície do coletor;

I_b : radiação direta horária;

I_d : radiação difusa horária;

I : radiação horária na superfície horizontal;

R_b : fator geométrico, razão de radiação direta em superfície inclinada;

β : inclinação do coletor em relação ao plano horizontal;

ρ_g : índice de refletividade do solo;

Na simulação, os valores de radiação (direta, difusa e horizontal) e os fatores de refletividade de solo para determinação de *S,* são obtidos da tabela de dados solarimétricos, apresentada na seção 4.3. Os valores relativos aos coletores (*K*, τ e α) são obtidos dos certificados dos coletores. Já as condições geométricas e de localidade são imposições, com a inclinação para maior energia útil anual.

Em Duffie, Beckman e Blair (2020) é apresentado o modelo matemático de transferência de calor para os coletores solares planos, além da evolução histórica deste modelamento e as considerações feitas por pesquisadores. Os autores também realizam o descritivo da fonte e dos fatores geométricos e atmosféricos envolvidos na radiação solar e sua absorção nos coletores. Fatores como inclinação dos coletores, posição geográfica, época do ano, sombreamento das vizinhanças e condições atmosféricas entre outros são todos detalhadamente abordados pelos autores e são fundamentais para o entendimento dos mecanismos envolvidos no processo de aquecimento solar.

Na modelagem do coletor, Duffie, Beckman e Blair (2020) consideram o método das resistências térmicas para equacionar a transferência de calor. Modelam todos os modos de entrada e principalmente perdas ocorrendo no coletor. Para cada coletor há, evidentemente, valores e arranjos de resistências térmicas diferentes. Contudo, os autores apresentam um equacionamento aplicável para qualquer coletor plano, onde são consideradas as características de cada coletor. Nesta equação o valor de saída é justamente o calor útil transferido ao fluido dos coletores. Esta equação é elegantemente simples e considera também os fatores de irradiação incidente nos coletores (componente S) e temperaturas ambiente e de entrada do coletor. Para obter a temperatura de saída do coletor basta efetuar o balanço de energia, sabendo-se a vazão e propriedades termodinâmicas do fluido.

$$Q_U = A_c F_R [S - U_L(T_i - T_a)] \quad (9)$$

Onde:

Q_U : Calor útil transferido ao fluido [kJ];

A_c : Área do coletor;

F_R : Fator de remoção de calor do coletor

S : energia absorvida pela superfície do coletor;

U_L : Coeficiente global de transferência de calor do coletor;

T_i : Temperatura de entrada do coletor;

T_a : Temperatura ambiente;

Neste caso, U_L engloba as perdas totais do coletor, obtida pelo método das resistências térmicas.

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (10)$$

U_t : Coeficiente global de perdas pelo topo do coletor;

U_b : Coeficiente global de perdas pelo fundo do coletor;

U_e : Coeficiente global de perdas pelas laterais do coletor;

Alternativamente, pode-se fazer a substituição do valor de S por seu correspondente dado em função da radiação solar total incidente no coletor por unidade de área (G_T), onde a relação é dada por:

$$S = G_T(\tau\alpha) \quad (11)$$

Rearranjando e substituindo, obtém-se a equação geral de ganho de energia do coletor-absorvedor da seguinte forma:

$$Q_U = A_c [F_R(\tau\alpha)G_T - F_R U_L(T_i - T_a)] \quad (12)$$

Os valores de $F_R U_L$ e $F_R(\tau\alpha)$ são justamente os valores característicos das curvas de eficiência dos coletores e podem ser obtidos nos documentos de certificação dos coletores. Esta forma de equacionamento torna simples e direto

para simulação de coletores diferentes. Isto permite realizar comparações e análises paramétricas diversas. Com relação à eficiência do coletor, é considerada a equação a seguir.

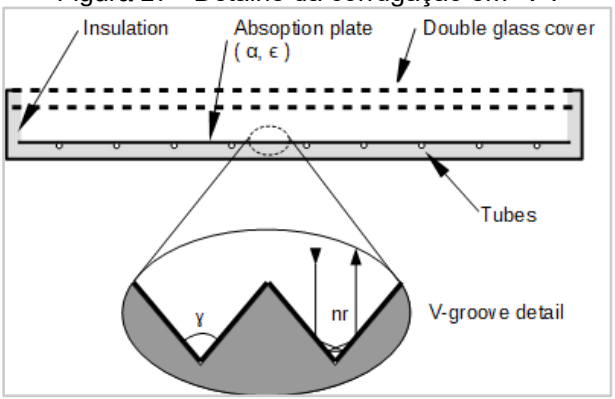
$$\eta = Q_U / G_T A_c \quad (13)$$

4.5.1 Otimização de absorvedores planos (*V-groove*)

Em Duffie, Beckman e Blair (2020) são citadas algumas estratégias de melhoria de coletores solares através de alguns mecanismos, seja por supressão de convecção entre a placa absorvedora e a cobertura ou por modificações na placa de absorção por aplicação de camadas seletivas ou modificações de geometria. Com relação à vertente de modificações geométricas, um método para melhoria de placas absorvedoras de coletores solares planos, pela inserção de corrugações em “V” na superfície de absorção é demonstrado por Hollands (1963).

A motivação para a proposição do autor se baseia na maior interação dos raios solares com a superfície de absorção, quando esta possui uma geometria formando um “V”, causando um maior número de reflexões Figura 17. Com este formato, conforme o ângulo γ do “V” é reduzido ocorre aumento no número médio de reflexões entre as superfícies da própria placa absorvedora promovendo a modificação dos valores efetivos de absortância α e emitância ϵ [2,3,12]. Este efeito é descrito por Hollands (1963) como seletividade direcional.

Figura 17 - Detalhe da corrugação em “V”.



Fonte: O autor (2021)

Em observância à Lei de Kirchhoff, a emitância e a absortância são

equivalentes, dentro da mesma faixa de comprimento de onda para uma placa absorvedora. Portanto, tanto absortância a emitância se elevam quando a superfície de absorção é modificada em “V”. Entretanto, em superfícies seletivas, estes valores são diferentes, dentro dos intervalos de comprimento de onda e temperatura de funcionamento desejados. E, conforme demonstrado por Tabor et al. (1961) a variação de absortividade e de emissividade de superfícies de seletividade espectral obedecem a uma inequação.

$$d\alpha > K d\epsilon \tag{14}$$

onde

$$K = \frac{\sigma(T_p^4 - T_s^4)}{P\,G_T} \tag{15}$$

σ : Constante de Stefan-Boltzmann;

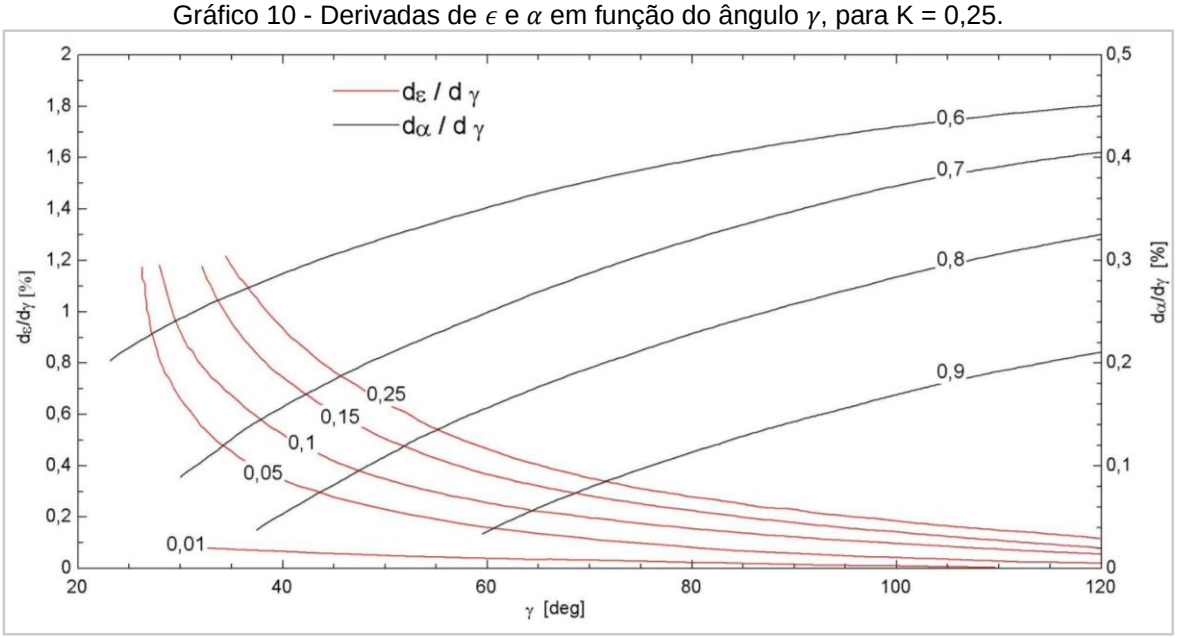
T_p: Temperatura da placa;

T_S: Temperatura do entorno (*sky*);

Sendo P=1 para coletores planos, relativo ao fator de concentração óptica. Logo, para cada valor do ângulo γ do “V” haverá um valor ajustado para α e ϵ, correspondentes. Portanto, em superfícies de absorção seletiva os valores de α e ϵ crescem em taxas diferentes, em função do ângulo γ do “V”. Portanto, pode haver um ângulo onde os ganhos de eficiência advindos do aumento de α superem as perdas por radiação ocasionadas pela elevação de ϵ. Para definir o ângulo γ para máxima eficiência, Hollands (1963) desenvolveu um método gráfico, com base na primeira derivada da equação de eficiência em associação ao fator de multiplicação K Gráfico 10.

$$\frac{d\alpha}{d\gamma} = K\frac{d\epsilon}{d\gamma} \tag{16}$$

Gráfico 10 - Derivadas de ϵ e α em função do ângulo γ, para K = 0,25.

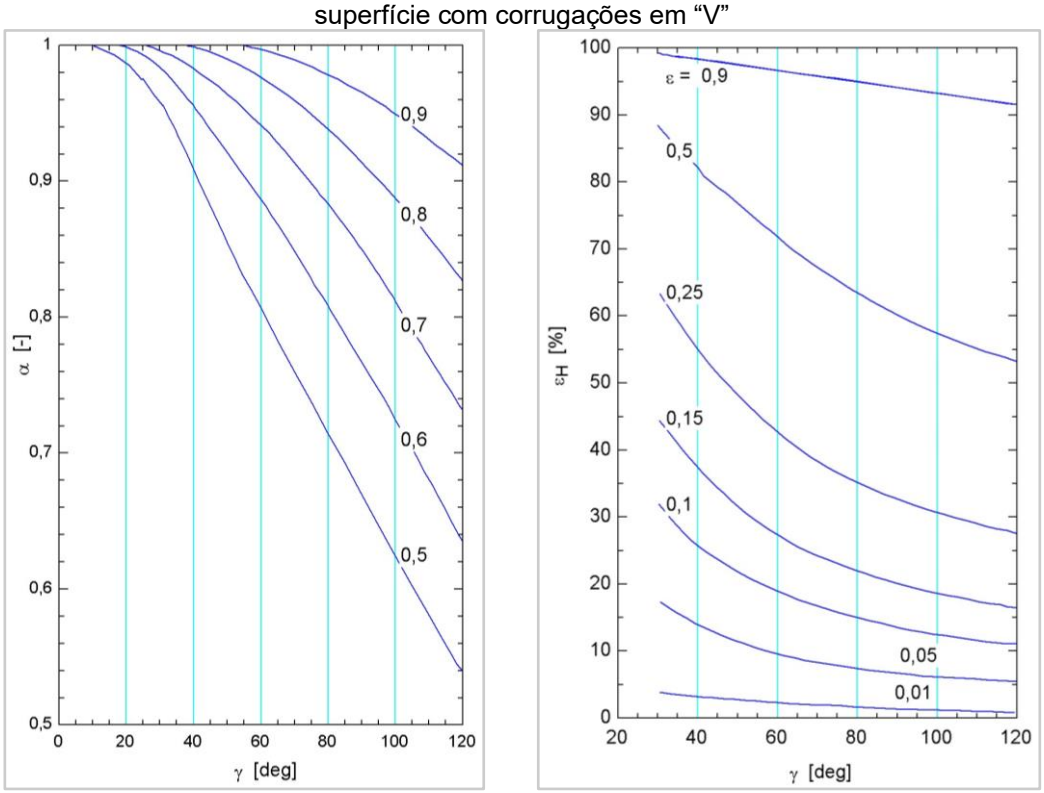


Fonte: adaptado de Hollands (1963)

Com o valor K definido, encontra-se o valor do ângulo γ do “V” de melhor eficiência, no cruzamento das curvas de $d\alpha$ e $d\epsilon$, correspondentes. De posse do valor do ângulo γ do “V”, basta encontrar, nos ábacos gráficos, os valores ajustados para α e ϵ correspondentes, Gráfico 11. Assim, com uma modificação de geometria, é possível obter valores otimizados para as propriedades da superfície seletiva de absorção, com possível melhoria na eficiência do coletor.

As modificações dos parâmetros α e ϵ interferem diferentemente sobre as curvas de eficiência do coletor. No caso da absortividade, com o aumento de α há um ganho, pois eleva a absorção da placa, associado ao termo $F_R(\tau\alpha)$. Para a emissividade o efeito é contrário, com o aumento de ϵ, ocorrem maiores perdas por radiação no coletor elevando o coeficiente global de perdas de calor pelo topo U_T.

Gráfico 11 - Ábacos gráficos para valores de α e ϵ em função do ângulo γ de abertura de uma superfície com corrugações em “V”



Fonte: adaptado de Hollands (1963)

O modelo matemático para o coeficiente global de perdas pelo topo para uma cobertura é apresentado em Duffie, Beckman e Blair (2020). No caso de duas coberturas há um termo extra referente às trocas de calor entre as coberturas. Para um coletor evacuado, os termos referentes ao coeficiente de transferência de calor por convecção entre as camadas de cobertura e a placa são considerados nulos, permanecendo apenas os termos de radiação. O modelo para um coletor plano evacuado, com duas coberturas, é demonstrado nas equações a seguir.

$$U_t = \left(\frac{1}{h_{c,p-c1} + h_{r,p-c1}} + \frac{1}{h_{c,c1-c2} + h_{r,c1-c2}} + \frac{1}{h_w + h_{r,c2-a}} \right)^{-1} \tag{17}$$

onde

$$h_{r,p-c1} = \frac{\sigma (T_p^2 + T_{c1}^2)(T_p + T_{c1})}{1/\epsilon + 1/\epsilon_c - 1} \tag{18}$$

$$h_{r,c1-c2} = \frac{\sigma(T_{c1}^2 + T_{c2}^2)(T_{c1} + T_{c2})}{1/\epsilon_{c1} + 1/\epsilon_{c2} - 1} \quad (19)$$

$$h_{r,c2-a} = \epsilon\sigma(T_{c2} + T_s)(T_{c2}^2 + T_s^2) \quad (20)$$

$$h_w = max\left[5, \frac{8,6\,V^{0,6}}{L^{0,4}}\right] \quad (21)$$

$$T_{c1} = T_p - \left[\frac{U_t(T_p - T_a)}{h_{c,p-c1} + h_{r,p-c1}}\right] \quad (22)$$

$$T_{c2} = T_{c1} - \left[\frac{U_t(T_p - T_a)}{h_{c,c1-c2} + h_{r,c1-c2}}\right] \quad (23)$$

h_r: Coeficiente de transferência de calor por radiação;

h_c: Coeficiente de transferência de calor por convecção;

h_w: Coeficiente de transferência de calor por convecção para o ar;

p: subíndice para placa absorvedora;

c1: subíndice para cobertura 1;

c2: subíndice para cobertura 2;

V: Velocidade do vento;

L: comprimento característico;

Portanto, com valores ajustados de α e ϵ de uma superfície corrugada em “V” pode-se recalcular os valores do produto ($\tau\alpha$), equação 6, e do coeficiente global de perda de calor pelo topo U_t, equação 16. Assim, obtém-se os valores ajustados e equivalentes de $F_R(\tau\alpha)$ e F_RU_L do coletor solar com uma superfície com corrugações em “V”. Considerando este método de otimização de absorvedores, pode ser feita uma proposição para melhoria dos coletores solares comerciais considerados neste estudo. Isto será realizado para o coletor com melhores resultados nas simulações, como forma de melhorar a eficiência e desempenho. Esta proposição de melhoria é mostrada na seção de resultados e discussões.

4.6 DADOS DOS COLETORES SIMULADOS

Na investigação para escolha do modelo de pesquisa, os coletores solares são itens fundamentais, pois é através destes onde a energia solar será captada e convertida em energia térmica. Nesta investigação, cinco coletores planos foram considerados, de tipos de fabricação diferentes. Não foram considerados concentradores solares parabólicos, neste estudo. Os coletores selecionados para o comparativo foram:

- Coletor de placas planas simples:
    - Alternative Energy - AE21
    - Titan Power Plus - ALDH29 v3
- Coletor de tubos evacuados:
    - Jiangsu Sunrain - TZ58/1800-30R
    - Beijing Sunda - Seido 1-16
- Coletor de placas planas evacuado:
    - TVP Solar - MT-Power v4
    - TVP Solar - MT-Power v4 (com corrugações em “V” de 60°)

Através dos certificados SRCC destes Coletores foram obtidos os valores para caracterização de cada um e necessários para a simulação: F_R, $(\tau\alpha)$, U_L, $K_{\tau\alpha}$, área, vazão de teste e fluido de teste. Com estes dados, pode-se encontrar os valores equivalentes para as condições de simulação impostas, conforme as equações demonstradas em Duffie, Beckman e Blair (2020).

Nos certificados SRCC são dadas tabelas com os valores de θ (ângulo de incidência) e $K_{\tau\alpha}$ (modificador do ângulo de incidência) correspondentes. Para utilização destes valores dos certificados nas simulações, considerando as variações do ângulo de incidência solar sobre os coletores ao longo do dia, é necessário utilizar o conceito de *Incident Angle Modifier* IAM (b_o). Para isso, é necessário reproduzir a curva com os dados fornecidos pelo certificado SRCC ($K_{\tau\alpha}$ em função de θ) e então encontrar a inclinação desta curva que equivale ao valor b_o.

Conforme o método demonstrado em Duffie, Beckman e Blair (2020), faz-se a construção do gráfico com $K_{\tau\alpha}$ em função de $(1/\cos\theta - 1)$. A inclinação desta curva dará o valor do coeficiente do modificador do ângulo de incidência b_o, o qual corresponde ao valor de interesse a ser utilizado no equacionamento do modelo desta pesquisa. De fato, este valor de inclinação obtido através do gráfico é a

representação da equação de dependência angular de $K_{\tau\alpha}$, proposta por Souka e Safwat (1966) *apud* Duffie, Beckman e Blair (2020). A equação possui a seguinte forma:

$$K_{\tau\alpha} = 1 - b_o \left(\frac{1}{cos\theta} - 1 \right) \tag{24}$$

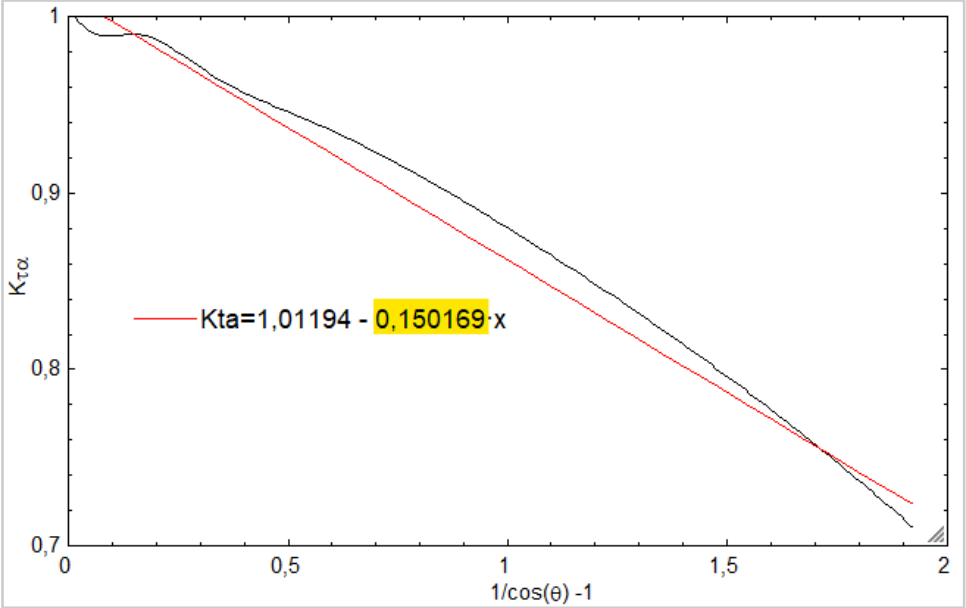
O Gráfico 12 apresenta a curva correspondente ao coletor TVP Solar, com a respectiva interpolação de uma reta, para encontrar a inclinação da curva, conforme procedimento descrito por Duffie, Beckman e Blair (2020). O valor destacado, no Gráfico 12 corresponde ao valor da inclinação da curva, correspondente a b_o *,* dada pela equação 24. Portanto, seguindo este procedimento foram encontrados os valores do coeficiente do modificador do ângulo de incidência b_o *,* para todos os coletores simulados neste trabalho.

A determinação do índice modificador de ângulo (b_o) de cada coletor é importante no modelo matemático da simulação. Pois, obtêm-se assim uma relação entre o ângulo de incidência solar e seu valor correspondente de $K_{\tau\alpha}$. Isto para cada coletor ao longo das horas do ano e em toda a simulação realizada.

Para os valores de F_R, $(\tau\alpha)$ e U_L, os certificados SRCC apresentam estes valores em termos das equações de eficiência de cada coletor, como um valor característico de cada um. Assim, estes valores são apresentados na forma de dois valores compostos como um produto, $F_R(\tau\alpha)$ e F_RU_L.

Segundo Duffie, Beckman e Blair (2020), o valor de $F_R(\tau\alpha)$ do coletor corresponde ao valor onde a curva de eficiência do deste intercepta o eixo y. Já o valor de F_RU_L corresponde a inclinação desta mesma curva de eficiência. Estes dois valores são dados de forma destacada no corpo dos certificados homologados. Também estão destacados os valores de área, vazão de teste e fluido de teste, necessários as conversões e ajustes.

Gráfico 12 - Modificador do ângulo de incidência $K_{\tau\alpha}$ em função de 1/cosθ - 1 para o coletor TVP Solar e interpolação de reta de inclinação.



Fonte: O autor (2021)

Os valores de $F_R\tau\alpha$ e F_RU_L obtidos nos certificados SRCC precisam ser convertidos para a condição da simulação, pois os valores fornecidos pelos certificados são válidos para as condições dos testes, em termos de vazão e perdas térmicas. Para encontrar os valores equivalentes de $F_R\tau\alpha$ e F_RU_L para serem simulados, foi fixada uma vazão de fluido e calculados seus valores equivalentes, conforme procedimento descrito por Duffie, Beckman e Blair (2020). Os autores apresentam os passos para calcular os valores equivalentes realizando correções nos valores.

4.6.1 Ajuste de vazão

O primeiro ajuste corresponde a correção de vazão. Isto é necessário pois os valores de vazão dos testes de validação são diferentes do valor utilizado na simulação. Para a simulação, foi considerada uma vazão de 100 kg/h de água passando pelo coletor, com uma temperatura média de 70 ºC e pressurizado a 4 Atm. A pressão de 4 Atm no circuito do coletor, visa garantir uma temperatura de evaporação superior às máximas no coletor, evitando a vaporização do fluido. A equação de correção de vazão é dada por:

$$r = \frac{F_R U_L|_{use}}{F_R U_L|_{test}} = \frac{F_R(\tau\alpha)|_{use}}{F_R(\tau\alpha)|_{test}} \quad (25)$$

Desenvolvendo para $F_R U_L$, conforme as equações de Duffie, Beckman e Blair (2020) tem-se:

$$r = \frac{\frac{\dot{m}C_p}{A_c}\left[1 - exp\left(\frac{-A_c F' U_L}{\dot{m}C_p}\right)\right]|_{use}}{F_R U_L|_{test}} \quad (26)$$

Também por Duffie, Beckman e Blair (2020):

$$F'U_L = -\frac{\dot{m}C_p}{A_c} ln\left(1 - \frac{F_R U_L A_c}{\dot{m}C_p}\right) \quad (27)$$

Onde:

r : fator de correção de vazão;

$\dot{m}$: vazão de fluido circulando no coletor;

C_p : Calor específico a pressão constante do fluido utilizado;

A_c : Área do coletor;

F' : Fator de eficiência do coletor;

U_L : Coeficiente global de transferência de calor;

F_R : Fator de remoção de calor do coletor;

$\tau\alpha$: Produto de transmitância-absortância.

Estas equações e este cálculo de correção de vazão são realizados com uma função do EES, proveniente da biblioteca de equações solares disponibilizada pela editora Wiley. Esta biblioteca faz parte do material de apoio do livro de Duffie, Beckman e Blair (2020).

4.6.2 Coletor equivalente em série

Após a correção dos valores, em relação à vazão, os valores são corrigidos em relação às perdas térmicas adicionais das tubulações, entre o coletor e reservatório térmico. Porém, este cálculo é efetuado apenas para o conjunto

equivalente de coletores. Ou seja, quando houver um arranjo com coletores em série, este ajuste é feito apenas para o conjunto e não para cada coletor individualmente.

Portanto, agora é preciso apresentar o equacionamento para o arranjo de coletores, em série e em paralelo. A justificativa e função de cada configuração possui motivações diferentes. Resumidamente, quando se deseja uma maior vazão total, com a mesma temperatura de saída, faz-se um arranjo com coletores em paralelo. Quando a solicitação é de uma temperatura de saída do coletor mais elevada, opta-se por um arranjo de coletores em série, onde a saída de um coletor será a entrada do próximo, resultando em uma elevação progressiva de temperatura.

No caso de coletores em série, pode-se obter o valor equivalente de $F_R(\tau\alpha)$ e F_RU_L, do arranjo completo e tratá-lo com um coletor único, conforme Duffie, Beckman e Blair (2020) apresentam. As equações para esta conversão são as seguintes, considerando dois coletores diferentes 1 e 2:

$$F_R(\tau\alpha) = \frac{A_1 F_{R1}(\tau\alpha)_1(1-K) + A_2 F_{R2}(\tau\alpha)_2}{A_c} \tag{28}$$

$$F_R U_L = \frac{A_1 F_{R1} U_{L1}(1-K) + A_2 F_{R2} U_{L2}}{A_c} \tag{29}$$

$$A_c = A_1 + A_2 \tag{30}$$

$$K = \frac{A_2 F_{R2} U_{L2}}{\dot{m} C_p} \tag{31}$$

Onde:

$\dot{m}$: vazão de fluido circulando no coletor;

C_p : Calor específico a pressão constante do fluido utilizado;

A_c : Área do coletor equivalente;

A_1 : Área do coletor 1;

A_2 : Área do coletor 2;

U_L : Coeficiente global de transferência de calor;

F_R : Fator de remoção de calor do coletor;

$\tau\alpha$: Produto de transmitância-absortância.

No caso dos coletores serem iguais, as equações para *N* coletores idênticos têm a seguinte forma reduzida, demonstrada por Oonk *et al*. (1979) *apud* Duffie, Beckman e Blair (2020):

$$F_R(\tau\alpha) = F_{R1}(\tau\alpha)_1 \left(\frac{1-(1-K)^N}{NK} \right) \tag{32}$$

$$F_R U_L = F_{R1} U_{L1} \left(\frac{1-(1-K)^N}{NK} \right) \tag{33}$$

4.6.3 Ajuste por perdas térmicas das tubulações

A correção por perdas na tubulação é o último ajuste nos valores dos coletores. E, corresponde às perdas térmicas das tubulações entre o coletor e o reservatório térmico, tanto de entrada quanto de saída do fluido. Após ter os valores do coletor, equivalente ao conjunto em série, é aplicada a perda de calor adicional decorrente das tubulações do sistema. Deste cálculo resultam os valores ajustados para ($\tau\alpha$) e U_L, representados por ($\tau\alpha$)' e U'_L. As equações de ajuste são as seguintes:

$$\frac{(\tau\alpha)'}{(\tau\alpha)} = 1 \div \left(1 + \frac{U_d A_o}{(\dot{m}C_p)_c} \right) \tag{34}$$

$$\frac{U'_L}{U_L} = \left(1 - \frac{U_d A_i}{(\dot{m}C_p)_c} + \frac{U_d (A_i + A_o)}{A_c F_R U_L} \right) \div \left(1 + \frac{U_d A_o}{(\dot{m}C_p)_c} \right) \tag{35}$$

Onde:

U_d : Coeficiente global de transferência de calor do duto;

A_i : Área do duto na entrada do coletor;

A_o : Área do duto na saída do coletor;

Por fim, os valores corrigidos de $F_R(\tau\alpha)$' e $F_RU'_L$, característicos de cada coletor, são utilizados na equação geral de ganho de energia do coletor. E, juntamente com os dados da tabela de radiação solar da região em estudo, fornecem o equacionamento de energia solar fornecida e absorvida pelo fluido de trabalho do coletor.

Assim, considerando as perdas nas tubulações de entrada e saída do coletor, o ajuste de vazão e a série de coletores, a equação geral é rearranjada para incluir os valores de U'_L e $(\tau\alpha)'$, respectivamente correspondentes aos valores de U_L e $(\tau\alpha)$ ajustados. Portanto, considerando todos os ajustes, a equação rearranjada apresenta a seguinte forma, utilizada no modelo de simulação:

$$Q_u = A_c[F_R(\tau\alpha)'G_T - F_R U'_L(T_i - T_a)] \quad (36)$$

4.7 CICLO RANKINE

Neste estudo, o ciclo Rankine foi o escolhido como meio de extração e transformação da energia térmica em energia mecânica, na saída de sua turbina. Esta escolha se baseia na vasta literatura e uso em outras aplicações deste ciclo, adequado ao problema proposto e por sua simulação. Outros ciclos de geração de energia foram investigados, na revisão bibliográfica, e podem ser objeto de outros trabalhos futuros.

Além disso, este trabalho se propõe a ser um passo inicial em uma investigação acadêmica nesta área de cogeração, com ciclos Rankine orgânicos. Para futuras pesquisas, há uma expectativa de desenvolvimento de um modelo, com posterior validação experimental. Portanto, a modelagem envolvendo o ciclo de Rankine orgânico pode ser um primeiro passo para a materialização do experimento de laboratório, adequado à estrutura do laboratório do Cogencasa.

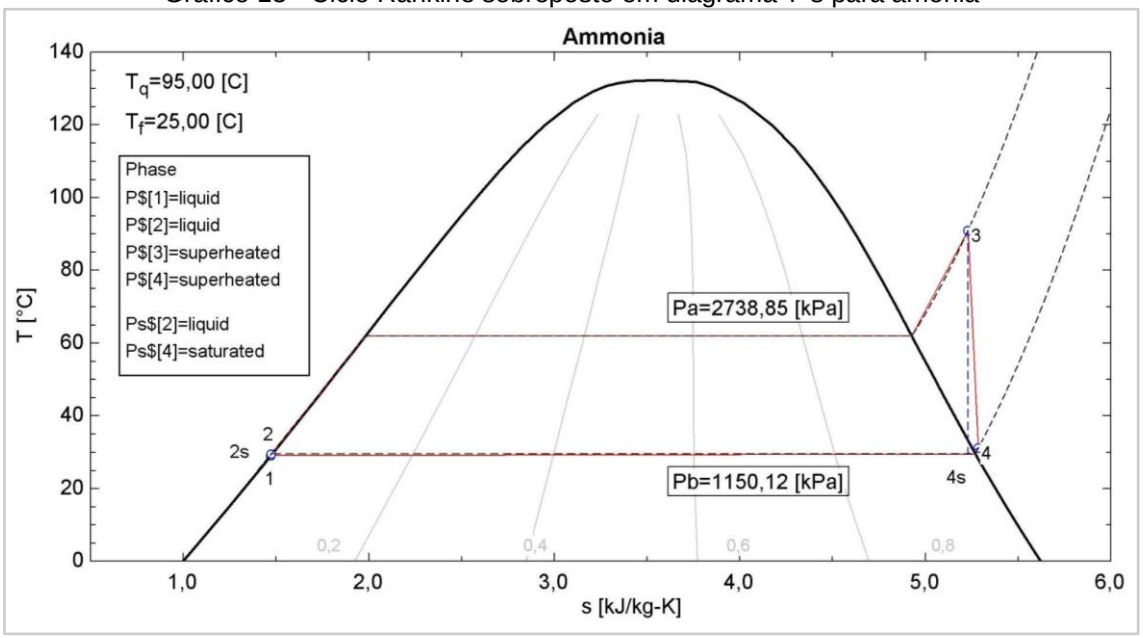
Em termos teóricos, o ciclo de rankine modelado foi o clássico, de quatro elementos e processos, com uma bomba, dois trocadores de calor e uma turbina. O valor estipulado para a saída na turbina é de 1kW e esta é uma das premissas regentes do modelo.

O ciclo deste estudo foi modelado termodinamicamente para ser operado com amônia como fluido de trabalho. Baseado nas propriedades da amônia, nas

eficiências assumidas para bomba e turbina, nas temperaturas nos trocadores de calor e suas eficiências, pode-se determinar as vazões de operação do ciclo. Portanto, o sistema foi modelado da saída para a entrada. Partindo-se das premissas de saída, foram sendo obtidas as outras variáveis e completando o ciclo de simulação.

O Gráfico 13 a seguir demonstra o ciclo de Rankine modelado e simulado, sobreposto no diagrama T-s da amônia, demonstrando os estágios de operação. No diagrama são apresentados os pontos do ciclo e os pontos 2s e 4s, correspondentes aos pontos isentrópicos da bomba e da turbina, respectivamente.

Gráfico 13 - Ciclo Rankine sobreposto em diagrama T-s para amônia



Fonte: O autor (2022)

No diagrama também podem ser visualizadas as linhas isobáricas do ciclo, pressão de alta e de baixa. As temperaturas apresentadas são respectivas à fonte quente e ao sumidouro térmico frio do ciclo Rankine. Logo, a temperatura no ponto 3 está 4ºC abaixo da temperatura da fonte quente, equivalente ao T_{pinch} . Já a temperatura do ponto 1 é 4ºC acima da temperatura do sumidouro térmico frio, devido ao T_{pinch} .

Com relação ao trabalho líquido fornecido e eficiência térmica do ciclo de Rankine, são utilizadas respectivamente as seguintes equações.

$$w_{liq} = w_t - w_b \tag{37}$$

$$\eta_{termica} = \frac{w_{liq}}{q_h} \tag{38}$$

Outras variações deste mesmo ciclo, com reaquecimento ou regenerativo podem ser alvo de estudos futuros, modificando o modelo matemático do ciclo, assim como a adoção de fluidos alternativos à amônia.

4.8 RESERVATÓRIOS TÉRMICOS

Conforme abordado na fundamentação teórica, há vários tipos de reservatórios térmicos, com diferentes tecnologias de funcionamento. Para este trabalho e modelo de simulação são considerados dois tipos de armazenamento térmico, um do tipo *thermocline* e outro do tipo *two-tank storage*. No caso do sistema com dois reservatórios térmicos, com temperaturas de operação distintas, sua aplicação é para alimentação do ciclo de potência, Rankine orgânico. O outro reservatório térmico, do tipo *single tank*, opera em tanque único fornecendo aquecimento doméstico, com parte do calor produzido nos coletores solares.

No tanque simples (R3, da Figura 18), para aquecimento doméstico, o fluido do seu interior é aquecido pelo calor do coletor solar quando a temperatura de saída deste for insuficiente ao ciclo de potência projetado. Neste caso, o calor deste reservatório figura como *energy saving* do aquecimento doméstico. Isto reduz a necessidade de aquecimento doméstico por outra fonte energética e proporciona melhoria na eficiência de uso da energia primária de fonte solar.

Para a geração de energia elétrica, com o modelo de dois tanques operando o ciclo de potência obtêm-se melhor eficiência na carga e descarga (MACCHI; ASTOLFI, 2017), com a separação das temperaturas quente e fria (R2 e R1, na Figura 18). Em junção ao sistema com dois reservatórios, é proposta uma estratégia de alimentação dos dois tanques (quente e frio) de forma a controlar a temperatura de entrada dos tanques, mantendo-a aproximadamente constante em seu interior. Com isso, proporciona um fluxo isotérmico tanto na alimentação da caldeira quanto na entrada do coletor solar.

Esta configuração com dois reservatórios térmicos com temperaturas controladas também permite maior controle do regime permanente de operação do sistema e possibilidade de extensão do tempo de operação. Esta característica é importante para produção de energia elétrica de forma constante e controlada, não sujeitando o sistema a grandes variações de temperatura do fluido de trabalho.

O primeiro reservatório (R1, na Figura 18) alimenta o coletor solar, ou seja, está com o fluido na temperatura de entrada do coletor. Este reservatório, por sua vez, é alimentado pela vazão de saída do trocador de calor do ciclo Rankine. Em regime permanente de funcionamento, esta temperatura será aproximadamente constante e pré determinada segundo o funcionamento desejado.

O segundo reservatório (R2, na Figura 18) armazena o fluido de alimentação do trocador de calor do ciclo Rankine. Em seu interior o fluido está na temperatura de alimentação projetada para o ciclo Rankine. A entrada deste reservatório é alimentada por duas vazões, uma proveniente da saída do coletor solar e outra diretamente do primeiro reservatório. A vazão proveniente dos coletores é constante e a vazão proveniente do primeiro reservatório é variável. O objetivo desta duas vazões é fornecer uma mistura de fluido com temperatura homogênea e no valor especificado.

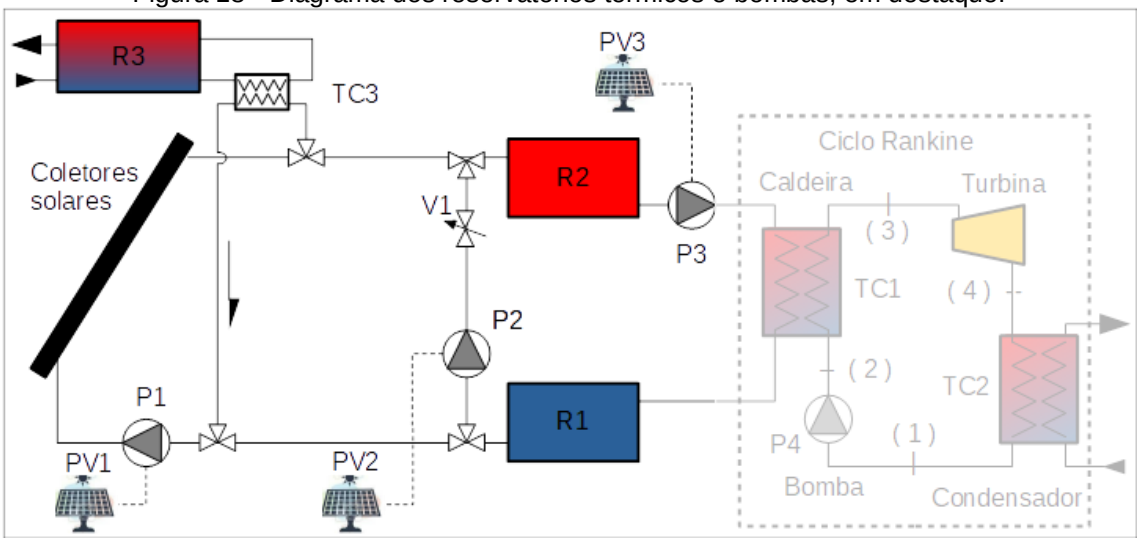
Assim, as temperaturas do fluido nos reservatórios estarão sempre muito próximas do especificado. As variações em seus valores serão decorrentes de perdas térmicas dos reservatórios e das variações de vazão quando em regime transitório de operação.

As perdas referentes ao regime transitório foram desconsideradas e não foram objeto de simulação. Em regime permanente de operação, o passo de tempo da simulação é de uma hora. Neste passo de tempo de simulação o balanço de energia é realizado para todo o intervalo. Portanto, esta aproximação é razoável e justificável pelo balanço de energia realizado.

As perdas de calor do reservatório ocorrem por convecção e por radiação, ambos para o ambiente. Estas perdas térmicas são pequenas, considerando o diferencial de temperatura entre o ambiente e o fluido, internamente ao reservatório. A ordem de grandeza desta perda é de 0,25 ºC em 1 horas, se o fluido estiver sem fluxo. Contudo, no regime de operação, os reservatórios são continuamente alimentados nas temperaturas especificadas e sua temperatura interna praticamente não varia. Assim, quando em regime permanente, os reservatórios são considerados

como um modelo de paredes adiabáticas. A Figura 18 apresenta o diagrama esquemático dos reservatórios.

Figura 18 - Diagrama dos reservatórios térmicos e bombas, em destaque.

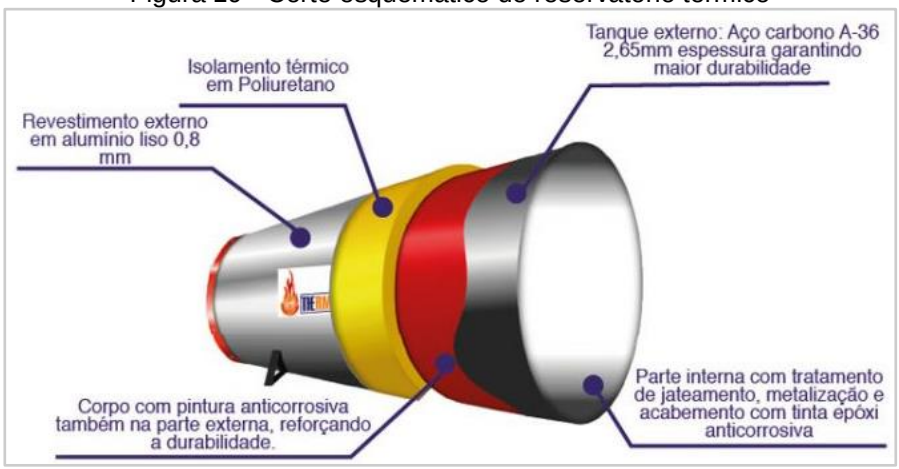


Fonte: O autor (2022)

Legenda: P - Bomba; PV - Painel fotovoltaico; R - Reservatório; TC - Trocador de calor; V - Válvula.

Os valores de dimensões dos reservatórios, materiais das paredes, camadas e espessuras foram retirados de catálogos de fabricantes Komeco (2020), Komeco (2021) e Therman's (2021). Já os dados referentes às propriedades de transferência de calor como condutividade térmica e emissividade foram obtidos das tabelas de propriedades de Incropera et al. (2008). Na Figura 19 tem-se um corte esquemático representativo do reservatório utilizado como referencial. No Quadro 2 estão os dados do reservatório simulado.

Figura 19 - Corte esquemático do reservatório térmico



Fonte: Therman's (2021)

Como na simulação são considerados dois reservatórios térmicos com temperaturas do fluido interno aproximadamente uniforme, não é realizada a modelagem de convecção interna do fluido. Para os reservatório, em termos de transferência de calor, é modelada a troca térmica para o exterior. Nesta modelagem, o reservatório é considerado cilíndrico, na horizontal e com extremidades semi esféricas. Esta consideração de geometria é importante na determinação do coeficiente de troca de calor por convecção natural.

Quadro 2 - Dados dimensionais do reservatório

Descrição	Material	Valor	Condutividade	Emissividade
Volume	-	1 [m³]	-	-
Diâmetro interno	-	0,35 [m]	-	-
Comprimento cilindro	-	10,16 [m]	-	-
Parede interna	Aço AISI 304	2,65 [mm]	14,9 [W/m-K]	-
Material isolante	Poliestireno R-12	50,90 [mm]	0,027 [W/m-K]	-
Parede externa	Alumínio 2024 T6	0,80 [mm]	177,00 [W/m-K]	0,07

Fonte: O autor (2021)

Para calcular as perdas térmicas dos reservatórios, foram utilizadas as equações de transferência de calor e modelo de resistências térmicas, obtidas em Incropera (2008). Internamente, foi considerado o fluido parado e com temperatura

uniforme, portanto sem convecção ou escoamento interno. Assim, foi simulada a troca térmica entre as camadas do reservatório e o seu exterior.

Nas camadas de parede do reservatório são conhecidos os respectivos valores de condutividade térmica. No exterior, considerando a geometria cilíndrica na horizontal, com extremidades semi esféricas, calcula-se o coeficiente de transferência de calor por convecção natural para as duas geometrias (cilindro e esfera) $h_{ext;c}$ e $h_{ext;e}$. Obtêm-se também o valor equivalente do coeficiente de transferência de calor por radiação h_r, considerando o material exterior. Com a junção adequada destes valores, obtendo-se o valor de resistência térmica equivalente do reservatório. E, a partir deste valor e conhecendo a área externa, obtêm-se o valor de coeficiente global de transferência de calor do reservatório UA. As equações para os coeficientes de convecção e radiação são as seguintes:

$$h_{e;c} = \frac{(Nu_{D;ext;c} * k_{ar})}{d_{ext}} \tag{39}$$

$$h_{e;e} = \frac{(Nu_{D;ext;e} * k_{ar})}{d_{ext}} \tag{40}$$

$$h_r = \epsilon\sigma(T_s + T_{viz})(T_s^2 + T_{viz}^2) \tag{41}$$

Onde os valores do número de Nusselt para o cilindro e esfera são dados respectivamente por:

$$Nu_{D;ext;c} = \left(0,60 + \frac{0,387Ra_{D;ar}^{1/6}}{\left(1 + (0,559/Pr_{ar})^{9/16}\right)^{8/27}} \right)^2 \tag{42}$$

$$Nu_{D;ext;e} = 2 + \frac{0,589Ra_{D;ar}^{1/4}}{(1 + (0,469/Pr_{ar})^{9/16})^{4/9}} \tag{43}$$

Onde o número de Rayleigh é dado por:

$$Ra_{D;ar} = \frac{g\beta_{ar}(T_s - T_{viz})d_{ext}^3}{\nu_{ar}\alpha_{ar}} \quad (44)$$

Onde:

$$\beta_{ar} = \frac{1}{T_{f;ext}} \quad (45)$$

$$T_{f;ext} = \frac{T_s + T_{viz}}{2} \quad (46)$$

E, por fim são incluídos nas equações de resistência térmica equivalente:

$$R_{tot;c} = \frac{ln\left(\frac{r2}{r1}\right)}{2\pi H k_{pi}} + \frac{ln\left(\frac{r3}{r2}\right)}{2\pi H k_{is}} + \frac{ln\left(\frac{r4}{r3}\right)}{2\pi H k_{pe}} + \frac{1}{(h_{ec} + h_r)2\pi r_4 H} \quad (47)$$

$$R_{tot;e} = \frac{1}{4\pi k_{pi}}\left(\frac{1}{r1} - \frac{1}{r2}\right) + \frac{1}{4\pi k_{is}}\left(\frac{1}{r2} - \frac{1}{r3}\right) + \\ + \frac{1}{4\pi k_{pe}}\left(\frac{1}{r3} - \frac{1}{r4}\right) + \frac{1}{4\pi r_4^2(h_{e;e} + h_r)} \quad (48)$$

$$R_{tot} = 1 \div \left(\frac{1}{R_{tot;c}} + \frac{1}{R_{tot;e}}\right) \quad (49)$$

Com o inverso da resistência térmica equivalente obtém-se o valor do coeficiente global de transferência de calor do reservatório:

$$UA = \frac{1}{R_{tot}} \quad (50)$$

Assim, o reservatório pode ser considerado como um trocador de calor. Com base nestas equações e com os dados de dimensões e propriedades dos materiais, foi realizado cálculo, com auxílio do EES, para encontrar a perda de temperatura do fluido do reservatório. Foi considerado o tempo de uma hora, com o reservatório totalmente cheio, sem reabastecimento e temperatura inicial do fluido de 85ºC, com

o ambiente a 28ºC. Ou seja, foi simulado um modelo de resfriamento térmico onde o calor perdido pelo reservatório é dado por:

$$Q_{sai} = UA(T_{agua} - T_{amb}).tempo \quad (51)$$

Conhecendo as dimensões do reservatório e as propriedades do fluido, calcula-se a redução de temperatura no intervalo de tempo considerado de uma hora, com:

$$\Delta T = \frac{Q_{sai}}{M_{agua} Cp_{agua}} \quad (52)$$

Com estas considerações, a redução de temperatura foi de 0,25 ºC, sendo uma condição mais severa de perda térmica em relação ao regime de funcionamento do modelo completo. No modelo geral simulado, em regime permanente, há fluido continuamente sendo fornecido aos reservatórios e estes operam com volumes parciais.

Assim, a perda de calor através dos reservatórios durante o regime de trabalho é bastante inferior ao da simulação teste sem vazão. Outro fator considerado é a forma de resolução de sistemas de equações do EES, por métodos numéricos e passível de não convergência, caso haja equações não lineares no sistema. Neste caso, as equações governantes das trocas térmicas do reservatório, de 39 a 52, formam um modelo não linear, envolvendo exponenciais de frações e equações logarítmicas. Por estes motivos, no modelo geral do coletor e ciclo Rankine, será desconsiderada a perda térmica através dos reservatórios. A Figura 20 apresenta os resultados da simulação teste de perda de calor do reservatório.

Figura 20 - Resultados e dados de simulação do reservatório.

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

α_{ar} = 0,0000225 [m^2/s]	At = 0,09621 [m^2]	A_{ext} = 15,3 [m^2]
A_{int} = 11,56 [m^2]	β_{ar} = 0,00332 [K^{-1}]	cp_a = 4,198 [kJ/kg-K]
d = 0,35 [m]	ΔT = 0,2523 [K]	d_{ext} = 0,4587 [m]
ε = 0,07 [-]	esp = 0,05435 [m] {54,35 [mm]}	esp_{is} = 0,0509 [m] {50,9 [mm]}
esp_{pe} = 0,0008 [m] {0,8 [mm]}	esp_{pi} = 0,00265 [m]	g = 9,807 [m/s^2]
H = 10,16 [m]	$h_{e,c}$ = 0,663 [W/m^2-K]	$h_{e,e}$ = 0,7853 [W/m^2-K]
h_r = 0,4337 [W/m^2-K]	k_{ar} = 0,0263 [W/m-K]	k_{is} = 0,027 [W/m-K]
k_{pe} = 177 [W/m-K]	k_{pi} = 14,9 [W/m-K]	M_a = 968,8 [kg]
$NuD_{ext,c}$ = 11,56 [-]	$NuD_{ext,e}$ = 13,7	ν_{ar} = 0,00001589 [m^2/s]
Pr_{ar} = 0,707 [-]	$\dot{Q}_{sai}$ = 285 [W]	Q_{loss} = 285 [W]
Q_{sai} = 1026 [kJ]	r1 = 0,175 [m]	r2 = 0,1777 [m]
r3 = 0,2286 [m]	r4 = 0,2294 [m]	RaD_{ar} = 439508
ρ_a = 968,8 [kg/m^3]	R_{tot} = 0,2 [K/W]	$R_{tot,c}$ = 0,2085 [K/W]
$R_{tot,e}$ = 4,936 [K/W]	σ = 5,670E-08 [W/m^2-K^4]	Ta = 301,2 [K]
tempo = 3600 [s]	Tf_{ext} = 301,2 [K]	Ts = 301,2 [K]
Tviz = 301,2 [K]	T_t = 358,2 [K]	U = 0,3267 [W/m^2-K]
UA = 5,000 [W/K]	V = 1 [m^3]	

Fonte: O autor (2021)

4.9 TROCADORES DE CALOR

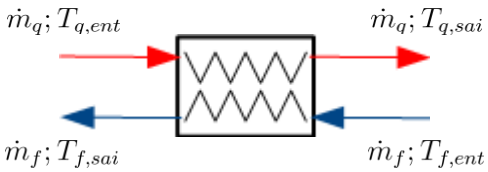
No sistema modelado há dois trocadores de calor. O primeiro trocador, realiza a troca de calor entre o fluido do reservatório R2, aquecido pelo coletor solar, e o fluido de trabalho do ciclo Rankine, sendo definido como caldeira ou evaporador. O segundo trocador de calor realiza a rejeição de calor após a passagem do fluido de trabalho pela turbina, conhecido como condensador. Os trocadores são considerados como sendo do tipo contracorrente.

Em ambos os trocadores o regime é considerado permanente, com temperatura de entrada e saída definidos, por premissa. A diferença de temperatura entre a entrada quente e saída fria, no primeiro trocador e entre a entrada fria e saída quente, no segundo trocador, são os parâmetros norteadores para dimensionamento dos trocadores. Esta diferença de temperaturas é conhecida como *pinch temperature*.

$$T_{pinch} = T_{q,ent} - T_{f,sai} \tag{53}$$

O *pinch* de ambos os trocadores será considerado de 4 ºC, com escoamento contracorrente. Este valor desejado de diferença de temperatura, juntamente com os valores de vazão em ambos os fluxos são usados para determinar e dimensionar o trocador de calor para uma montagem experimental. Contudo, nesta simulação, estes valores relativos ao dimensionamento dos trocadores não são necessários e não foram considerados. Em uma pesquisa experimental isto será importante para aquisição dos trocadores. A Figura 21, a seguir, ilustra o conceito do trocador de calor.

Figura 21 - Esquemático do trocador de calor



Fonte: O autor (2021)

A equação governante do trocador de calor e o balanço de energia são dados pelas seguintes equações, onde o ΔT_{ml} representa a temperatura média logarítmica:

$$Q = UA\Delta T_{ml} \tag{54}$$

$$Q = \dot{m}_q Cp_q(T_{q;ent} - T_{q;sai}) = \dot{m}_f Cp_f(T_{f;sai} - T_{f;ent}) \tag{55}$$

Já no ciclo Rankine, as equações dos trocadores de calor são as seguintes, respectivamente para a caldeira e condensador.

$$q_h = h_3 - h_2 \tag{56}$$

$$q_l = h_4 - h_1 \tag{57}$$

Evidentemente estes valores representam uma variação de entalpia e estão associados aos pontos de operação do ciclo de Rankine, onde posteriormente

consideram também a vazão mássica para obter dados em valores de energia e realizar o balanço com as equações 54 e 55.

4.10 BOMBAS

Para esta simulação são considerados dois tipos de bombas. No ciclo Rankine é considerada uma bomba para elevação da pressão do fluido (P4), antes de sua entrada na caldeira. O consumo de energia desta bomba é obtido por sua eficiência isentrópica presumida η_b. A eficiência considerada desta bomba possui o valor típico de 80%, conforme valor considerado por Borgnakke e Sonntag (2009). Foi considerada a seguinte equação termodinâmica, relacionada a eficiência isentrópica no ciclo Rankine e assim obtêm-se o trabalho realizado pela bomba.

$$w_b = \frac{(h_{2;s} - h_1)}{\eta_b} \tag{58}$$

Para as bombas no circuito do coletor, foram consideradas as potências fornecidas por catálogo de fabricantes. Foi selecionada, em catálogo, uma bomba capaz de fornecer a vazão necessária ao funcionamento do sistema. O valor de potência de catálogo é considerado na simulação como o consumo de energia deste equipamento. Este valor é de suma importância na determinação de consumo de energia para operação do coletor, isoladamente.

No circuito do coletor, as bombas são todas para fornecer vazão ao ciclo, sem necessidade de elevação de pressão do sistema. O acionamento destas bombas é realizado individualmente, cada uma por uma condição diferente. Estas bombas são as P1, P2 e P3, conforme Figura 18, da seção sobre reservatórios. A potência destas bombas é de 5W cada, conforme Topsflo (2017). Entretanto, conforme orientação do fabricante, estas bombas podem ser alimentadas diretamente por pequenos painéis fotovoltaicos. Assim, os respectivos consumos elétricos não são considerados no balanço de energia do sistema completo. Ou seja, o consumo destas bombas não é deduzido do total produzido pelo ciclo Rankine.

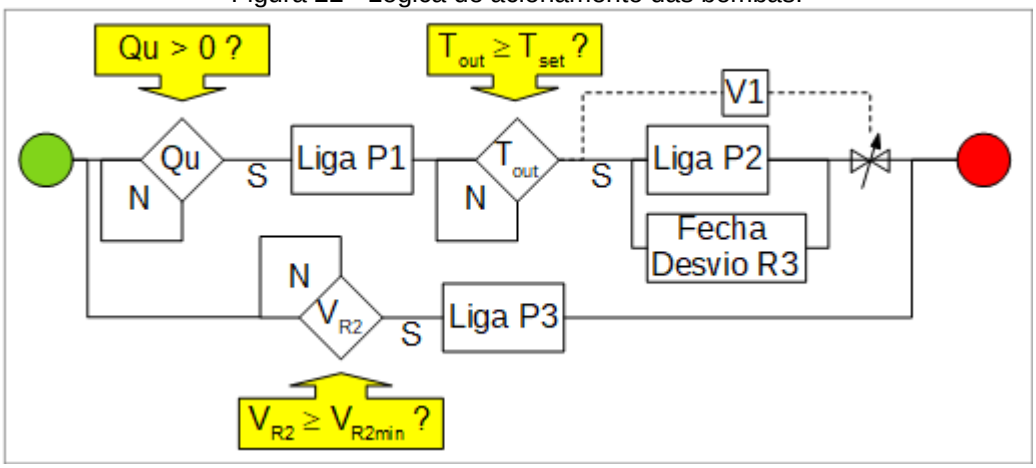
O acionamento da bomba P1 é realizado assim que há incidência solar no coletor e possui vazão fixa. E, enquanto a temperatura de saída do coletor não for pelo menos igual a temperatura desejada para operação do sistema Rankine, o fluxo

é desviado para o trocador de calor TC3. E, assim, transferindo calor ao reservatório de aquecimento de água de uso doméstico (R3). Este desvio normalmente ocorre no início e final do dia, quando a incidência solar tem menor intensidade. Ou seja, é controlada pela temperatura de saída do coletor. Quando não houver incidência solar no coletor, a bomba P1 é desligada.

A bomba P2 é acionada em conjunto com a bomba P1, quando a temperatura de saída do coletor atinge o valor mínimo desejado para operar o ciclo Rankine. Entretanto, a vazão de P2 é controlada pela válvula V1. A válvula V1, por sua vez, é pilotada pela temperatura de saída do coletor. A válvula permite, proporcionalmente, maior vazão de P2 à medida que a temperatura de saída do coletor supera a temperatura alvo. Como a vazão de P2 está em menor temperatura, ocorre uma mistura de fluxos, com resultante na temperatura desejada a ser armazenada em R2. Assim, a válvula V1 garante uma vazão proporcional à temperatura de saída do coletor, realizando uma mistura de fluidos resultante na temperatura desejada. A temperatura equivalente da mistura é determinada para operação do ciclo de potência e é armazenada no Reservatório R2.

A bomba P3 possui vazão fixa para alimentar a caldeira do ciclo de potência, no lado quente. A determinação da vazão de P3 depende da temperatura na qual o ciclo Rankine será operado, considerando também a potência de saída da turbina, de 1kW. O acionamento desta bomba é governado pelo volume do reservatório R2. Quando há volume de fluido suficiente para operar o ciclo de Rankine por pelo menos uma hora (passo de tempo da simulação), a bomba é acionada. Quando o volume não é suficiente, a bomba é desligada. Esta forma de operação garante um funcionamento contínuo do ciclo, sem o efeito de liga-desliga. A vazão somada de P1 e P2 é, em alguns momentos, um pouco maior que a vazão de P3. O acionamento de P3 ocorre pelo menos uma hora após P1 e P2 serem acionadas. E, P3 continua em funcionamento por algumas horas após P1 e P2 serem desligadas, enquanto houver volume suficiente no reservatório R2. A Figura 22, a seguir, ilustra esta lógica de funcionamento das bombas. Nesta figura não estão presentes os controles de temperatura dos reservatórios R1 e R2, pois foi considerada temperatura constante em seu interior. Já o controle do desvio de fluxo de P1 para o sistema de aquecimento doméstico (reservatório R3) é pilotado pela temperatura de saída do coletor solar.

Figura 22 - Lógica de acionamento das bombas.



Fonte: O autor (2022)

Legenda: Qu - Calor útil fornecido pelo coletor; V_{R2} - Volume do reservatório R2; V_{R2min} - Volume mínimo necessário no reservatório R2; T_{SET} - Temperatura de operação; T_{OUT} - Temperatura na saída do coletor.

4.11 TURBINA

A turbina é o equipamento onde será gerada a energia de saída de todo o sistema modelado. A turbina é parte integrante do ciclo de Rankine e assim como no caso da bomba de elevação de pressão, foi considerada sua eficiência isentrópica, η_t . A eficiência isentrópica considerada na turbina é de 86%, extraído dos valores típicos considerados em Borgnakke e Sonntag (2009). Os autores também apresentam o modelo termodinâmico para a turbina, adotado neste trabalho, considerando a eficiência isentrópica.

$$w_t = \eta_t(h_3 - h_{4;s}) \tag{59}$$

O valor de energia na saída da turbina representa o trabalho mecânico produzido por esta. Entretanto, se considerado o eixo de conexão com o gerador elétrico acoplado diretamente ao eixo de saída da turbina, a perda de trabalho mecânico é desprezível. Também é considerada uma eficiência bastante alta na conversão do gerador e portanto não há diferença entre a energia mecânica na saída da turbina e a energia elétrica produzida no sistema.

4.12 FLUIDO DE TRABALHO

Segundo Macchi e Astolfi (2017), a seleção de fluidos de trabalho para ciclos de geração segue parâmetros semelhantes aos considerados para refrigeração e condicionamento de ar. Para os autores, deve-se fazer considerações sobre o ciclo termodinâmico, performance, custo de componentes (turbo expansor e trocadores de calor), arranjo do equipamento e requisitos de segurança. Contudo, consideram os seguintes critérios principais:

- Disponibilidade comercial e custo;
- Inflamabilidade;
- Toxicidade;
- Compatibilidade com materiais (lubrificantes, gaxetas, metais etc.);
- Impacto ambiental (GWP, ODP etc.)

Macchi e Astolfi (2017) apresentam um quadro com diversos fluidos com possibilidade de uso em para sistemas de geração de energia. No quadro são apresentadas as características de cada fluido, como apoio na seleção. O Quadro 3 apresenta um recorte desta lista de fluidos, com destaque nos principais fluidos de interesse. Os critérios de interesse considerados na seleção do fluido foram, em ordem de prioridade:

- Não agressivo ao meio ambiente;
- Estabilidade;
- Baixa inflamabilidade;
- Disponibilidade de dados termodinâmicos;
- Disponibilidade comercial;
- Toxicidade.

Os quatro fluidos destacados atendem aos dois primeiros critérios, não agressivo ao meio ambiente e estabilidade química, além de apresentar inflamabilidade máxima de 1 (baixa). Porém, o perfluoro butano e o MD3M não possuem dados termodinâmicos disponíveis, na versão do EES, portanto não podem ser simulados. Dos outros dois fluidos restantes, sob análise, o MD4M é um fluido de disponibilidade comercial mais restrita, quando em comparação contra amônia. Portanto, a amônia é o fluido mais adequado, dentro dos critérios

delimitados, embora possua uma toxicidade elevada. Em outros projetos, critérios privilegiando outras propriedades podem ser considerados. Ademais, a amônia possui uma entalpia de vaporização elevada, na temperatura ambiente, fator importante para um fluido de trabalho.

Quadro 3 - Lista de fluidos de trabalho e suas propriedades

	fluid	chemical formula	MDM	natoms	T_{crit}, °C	p_{crit}, bar	T_{min}, °C	T_{max}, °C	p_{max}, bar	H	F	I	GWP
Refrigerant fluids	R227ea	CF_3-CH_2F-CF_3	170.03	11	102	29.3	146.4	475	600	1	0	1	3220
	R161	CFH_2-CH_3	48.06	8	102	50.1	130	400	500	1	4	0	12
	R1234ze	CHF=CH-CF_3	114.04	9	109	36.3	168.6	420	200	1	4	0	
	perfluoro butane	CF_3-$(CF_2)_2$-CF_3	238.03	14	113	23.2	189	500	300	1	0	0	
	R152a	CHF_2-CH_3	66.05	8	113	45.2	154.6	500	600	1	4	1	124
	perfluoro cycle propane	cycle -(CF_2)-	200.04	12	115	27.8	233.4	623	600	2	0	0	10300
	R236fa	CF_3-CH_2-CF_3	152.04	11	125	32	179.5	500	400	1	0	0	9810
	R236ea	CF_3-CF_2-CHF_2	152.04	11	139	34.2	242	500	600	1	0	0	9810
	R245fa	CF_3-CH_2-CHF_2	134.05	11	154	36.5	171.1	440	2000	2	1	0	1030
	R1233zd	CF_3-CH=CHCl	130.50	9	166.45	36.237	-78	276.85	1000	2	0	0	1
	R365mfc	CF_3-CH_2-CH_2-CHF_2	148.07	14	187	32.7	239	500	350	0	4	1	794
siloxanes	MDM	$C_6H_{18}OSi_2$	162.38	27	246	19.4	273	673	300	1	4	0	
	MDM	$C_8H_{24}O_2Si_3$	236.53	37	291	14.2	187.2	673	300	1	3	1	
	D4	$C_8H_{24}O_4Si_4$	296.62	40	313	13.3	300	673	300	1	2	0	
	MD2M	$C_{10}H_{30}O_3Si_4$	310.69	47	326	12.3	205.2	673	300	1	2	1	
	D5	$C_{10}H_{30}O_5Si_5$	370.77	50	346	11.6	300	673	300	1	2	0	
	MD3M	$C_{12}H_{36}O_4Si_5$	384.84	57	355	9.45	192	673	300	1	1	0	
	D6	$C_{12}H_{36}O_6Si_6$	444.92	60	373	9.61	270.2	673	300	1	2	0	
	MD4M	$C_{14}H_{42}O_5Si_6$	458.99	67	380	8.77	300	673	300	1	1	0	
	ammonia	NH_3	17.03	4	132	113	-77.7	426.9	10000	3	1	0	
	water	H_2O	18.02	3	374	221	0.01	1727	10000	0	0	0	

Fonte: adaptado de Macchi e Astolfi (2017)

Legenda:
MDM - massa molecular; natoms - número de átomos; Tcrit - temperatura crítica; pcrit - pressão crítica; Tmin - temperatura mínima; Tmax - temperatura máxima; pmax - pressão máxima;
H - toxicidade; F - inflamabilidade; I - instabilidade. (Escala de 0 para ausência até 4 para máximo)
GPW - índice de potencial de aquecimento global.

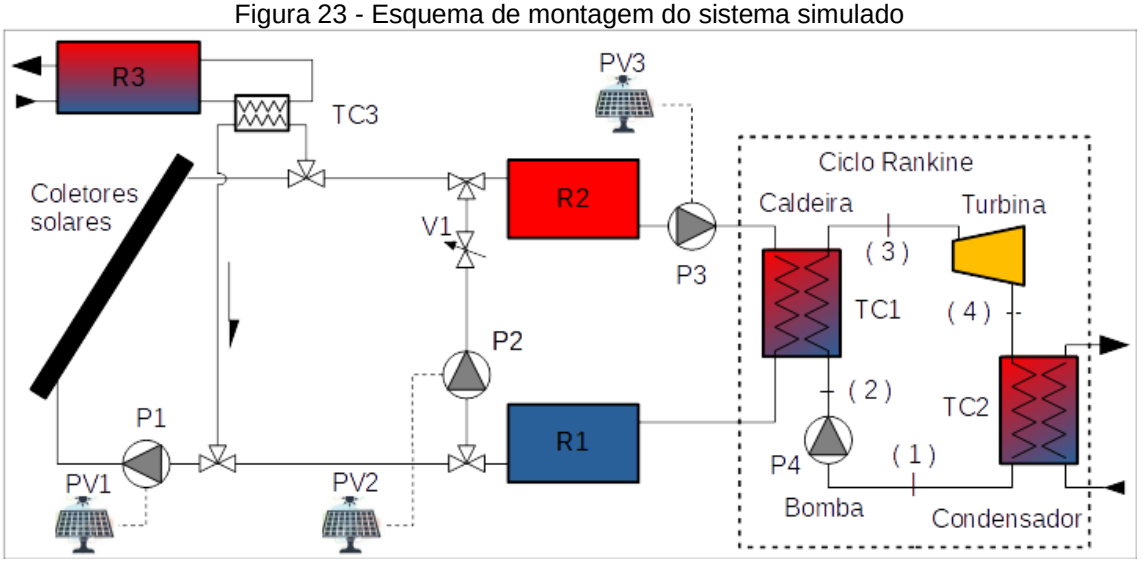
Na simulação do sistema, considerando um ciclo Rankine para baixas temperaturas (<200 ºC), vários fluidos possuem características para uso. Notadamente, em sistemas ORC, o fluido de trabalho é um fluido orgânico. Entretanto, a amônia possui propriedades capazes de operar nas mesmas condições de temperatura. Além disso, a amônia é um fluido relativamente fácil de obter no mercado, de custo baixo, não degradante da camada de ozônio e não causador de efeito estufa. Portanto, ambientalmente amigável, apesar de possuir toxicidade para pessoas e animais. Outro fator importante na seleção da amônia como fluido de trabalho é sua vasta e completa biblioteca de propriedades termodinâmicas. Apesar de quimicamente não ser um fluido orgânico, o sistema com

amônia não perde a classificação de ORC, sendo definido como sistema ORC com amônia.

4.13 MODELAGEM DE SISTEMA RANKINE ORGÂNICO SOLAR

Este tópico é dedicado, em sua essência, no descritivo do conjunto modelado e simulado computacionalmente, para melhor entendimento da montagem e funcionamento. São apresentadas as considerações de dimensões e materiais isolantes, além dos valores dos equipamentos do sistema idealizado e simulado numericamente neste trabalho. A Figura 23 apresenta a montagem do conjunto simulado, com os componentes descritos anteriormente.

Figura 23 - Esquema de montagem do sistema simulado



Fonte: O autor (2022)

Legenda: P - Bomba; PV - Painel fotovoltaico; R - Reservatório; TC - Trocador de calor; V - Válvula.

Até então foram apresentados os recursos dos quais se fez uso na montagem deste modelo, matemática e teoricamente. Portanto o objetivo agora é descrever o modelo computacional, suas integrações subsistemas e arranjos considerados. Também são apresentadas as considerações e aproximações, quando necessárias, na constituição do modelo de simulação e suas justificativas.

O sistema modelado é fundamentalmente um sistema de geração de energia a partir de uma fonte térmica solar de baixas temperaturas (<200 ºC). Em outra aplicação, poderia ser considerado no aproveitamento de rejeitos térmicos, como os

gases de escapamento de turbinas geradoras a gás, por exemplo. O ciclo de potência considerado neste trabalho é o Ciclo Rankine Orgânico - ORC.

No presente trabalho, foram considerados dois tipos de armazenamento térmico para o sistema de cogeração simulado, ambos baseados em calor sensível. Um reservatório do tipo tanque único (*thermocline*) é considerado para o armazenamento de energia térmica destinada ao aquecimento doméstico, contribuindo na redução de demanda desta energia. O segundo sistema de armazenagem térmica é do tipo com dois tanques (*two-tank storage*) e é utilizado para alimentar e operar o ciclo de potência. A estratégia em dois tanques, juntamente com um sistema de controle de temperaturas proporciona constância na temperatura operativa do ciclo de potência.

Com a faixa de temperatura de operação do sistema Rankine Orgânico, pode-se considerar outras fontes térmicas possíveis, além dos rejeitos térmicos. Assim, as fontes geotérmicas abaixo da temperatura de vaporização da água também demonstram viabilidade de geração de energia. Igualmente, os coletores solares de aquecimento podem oferecer ao fluido de trabalho um intervalo de temperaturas elegível para ser acoplados em ciclos Rankine Orgânicos. Este acoplamento de sistemas solares de aquecimento operando ciclos Rankine orgânicos, dão lugar a uma nova definição: ciclos Rankine orgânicos solares - SORC.

Portanto, o modelo definido é, em suas características, um sistema de cogeração de energia e flexível com relação às suas fontes térmicas de operação. Além disso, o uso da fonte térmica também pode ser ajustável ao uso desejado, seja para geração de energia, aquecimento doméstico e de ambientes, pré aquecimento industrial de alguns processos e ou uso em refrigeradores por absorção. Evidentemente os desempenhos de cada processo é diverso e sua viabilidade e indicação devem ser estudadas, caso a caso.

Neste trabalho foram modelados e simulações 5 coletores térmicos planos de diferentes fabricantes e características construtivas diversas. O modelo matemático considerado para estes 5 coletores é o mesmo, conforme descrito por Duffie, Beckmann e Blair (2020). Como os coletores possuem áreas diferentes, uma avaliação com relação apenas ao número de coletores instalados pode privilegiar os coletores com áreas maiores. Portanto, foi considerada uma temperatura de saída mínima, determinando assim a quantidade de coletores na linha em série. Foram consideradas 3 linhas paralelas para todos os arranjos, permitindo fornecer uma

vazão de fluido aquecido pelos coletores de 300kg/h. À esta vazão é acrescida a vazão de controle da bomba P2. Esta soma de vazões alimenta o reservatório R2 e este, por sua vez, alimenta a caldeira do ciclo Rankine, com vazão e temperatura constantes. Os conjuntos de coletores ficaram com as seguintes áreas e quantidades.

Quadro 4 - Lista de coletores simulados

Coletor	Área [m²]	Quantidade	Área total [m²]
Alternative Energy - AE21	1,932	21	40,572
Titan Power Plus - ALDH29 v3	2,740	21	57,54
Jiangsu Sunrain - TZ58/1800-30R	5,241	21	110,061
Beijing Sunda - Seido 1-16	4,090	18	73,62
TVP Solar - MT-Power v4	1,960	21	41,16

Fonte: O autor (2021)

Em termos de orientação solar, foi simulado para todos os coletores a mesma configuração. Segundo Duffie, Beckman e Blair (2020), com uma inclinação em relação a horizontal igual ao valor da latitude do local e azimute do coletor direcionado para o equador, tem-se o máximo valor de energia solar total anual. Outros valores de inclinação oferecem máximos de energia dependendo das estações do ano, porém com total anual inferior. Portanto, foi adotado o valor de orientação para obter o máximo anual, pois a sazonalidade não é um critério de importância neste estudo.

A cidade do Recife, no estado de Pernambuco foi a escolhida para a simulação do modelo. Foram obtidos os dados solarimétricos para o ano meteorológico típico da cidade, através da plataforma NSRDB.

Quadro 5 - Dados de interesse para os coletores solares

Variável	Símbolo	Valor
Local	-	Recife - PE
Latitude	ϕ; Lat	-8,07
GMT	-	-2
Tipo de modelo solar de radiação	-	HDKR
Modo de radiação	-	Total horizontal e direta normal
Refletividade do solo	ρ	0,2
Inclinação do coletor	β	8,07 º
Azimute do coletor	γ	180 º
Fluido do coletor	-	Água
Pressão do fluido do coletor	-	4 Atm
Potência das bombas no coletor	W_{pump}	20 W
Vazão de fluido nos coletores (P1)	V_{P1}	Múltiplos de 100 kg/h
Vazão da bomba P2	V_{P2}	Variável com T_{set} e T_{out}
Vazão fluido quente do trocador (P3)	V_{P3}	Fixa em função de T_{set}
Temperatura de trabalho	T_{set}	80-130 em passos de 5 ºC
Comprimento de tubulação entre coletor e reservatórios	-	10 [m]
Diâmetro da tubulação	D_i	0,019 [m]
Espessura do isolamento	t_{ins}	0,05 [m]
Condutividade térmica do isolamento	k_{ins}	0,03 [W/m-C]

Fonte: O autor (2021)

Com relação ao ciclo de Rankine, foi modelado um ciclo com 4 estágios e uma potência de saída na turbina de 1kW. Com base nesta premissa inicial foram determinados os outros parâmetros do ciclo, como pressões de trabalho e vazões de operação, em consonância com os trocadores de calor. Nos trocadores de calor foi considerado o *pinch temperature* como parâmetro de operação e de dimensionamento, conforme abordado na seção sobre trocadores.

Assim, os parâmetros de pressões de trabalho (alta e baixa) e vazão do ciclo Rankine orgânico são determinados com base na potência de saída da turbina,

temperatura da fonte quente, temperatura do sumidouro térmico (frio), *pinch temperature*, fluido de trabalho, estado na entrada da bomba (líquido comprimido) e estado na saída da turbina (vapor superaquecido). No caso da saída da turbina, foi considerado o estado isoentrópico com título aproximadamente igual a 1. Assim garante o estado de saída da turbina como vapor superaquecido, quando considerada a eficiência da turbina. Definidos os parâmetros de operação do ciclo Rankine orgânico e baseado no *pinch temperature* da caldeira, define-se a vazão de trabalho da bomba P3, fixa.

Quadro 6 - Dados de entrada do ciclo Rankine

Variável	símbolo	valor
Fluido de trabalho Rankine	-	Amônia
Vazão do fluido de trabalho	$\dot{m}_{ciclo}$	Fixa em função de T_{set}
Pinch de temperatura	T_{pinch}	4 ºC
Eficiência da bomba	η_{pump}	0,80
Eficiência da turbina	η_{turb}	0,86
Temperatura fonte quente	T_q	T_{set}
Temperatura sumidouro frio	T_f	25 ºC
Estado na entrada da bomba	-	líquido comprimido
Estado saída da bomba	-	líquido comprimido
Estado na saída da caldeira	-	Vapor superaquecido
Estado na saída da turbina	-	Vapor superaquecido
Pressão de baixa	P_b	Psat em T=(T_f + T_{pinch} +0,5)
Pressão de alta	P_a	Dependente de T_{set}

Fonte: O autor (2021)

Em termos de equações e modelo matemático do conjunto, com auxílio do EES, são resolvidas simultaneamente as equações do sistema envolvendo: coletores solares, dados solares, trocadores de calor e ciclo Rankine.

Evidentemente outras equações auxiliares estão envolvidas no modelo, como as de obtenção de valores de propriedades termodinâmicas ou de conversões de

valores, onde sua presença é acessória dentro do modelo, assim não é necessário realizar a demonstração de todas elas.

Para melhor ilustrar, um dia de funcionamento típico apresenta os seguintes dados de funcionamento, conforme demonstrado no Quadro 7 a seguir. No quadro estão representados os dados das 24h do dia médio do mês de janeiro, 17/01, de uma das simulações realizadas. Os resultados das simulações, em termos de energia produzida e eficiência são apresentados em maior profundidade e adequadamente no capítulo de resultados e discussões.

Quadro 7- Dados de funcionamento de um dia típico do sistema (17/01).

Paste Special	1 i [hr]	2 nDay [-]	3 hr [hr]	4 S [W/m2]	5 T_{amb} [C]	6 T_{set} [C]	7 T_{out} [C]	8 Q_{solar} [kW]	9 Q_u [kW]	10 V_{P1} [m3]	11 V_{P2} [m3]	12 V_{P3} [m3]	13 V_{R2} [m3]
Row 385	385	17	1	0	25	95	50,9985	0,0000	0,0000	0	0	0	0,03324
Row 386	386	17	2	0	25	95	50,9985	0,0000	0,0000	0	0	0	0,03324
Row 387	387	17	3	0	25	95	50,9985	0,0000	0,0000	0	0	0	0,03324
Row 388	388	17	4	0	25	95	50,9985	0,0000	0,0000	0	0	0	0,03324
Row 389	389	17	5	0	25	95	50,9985	0,0000	0,0000	0	0	0	0,03324
Row 390	390	17	6	0	25	95	50,9985	0,0000	0,0000	0	0	0	0,03324
Row 391	391	17	7	22	26	95	50,9985	0,7789	0,0000	0	0	0	0,03324
Row 392	392	17	8	309	27	95	72,5427	11,0499	7,5156	0,3068	0	0	0,03324
Row 393	393	17	9	467	28	95	86,0802	17,3327	12,2380	0,3068	0	0	0,03324
Row 394	394	17	10	679	29	95	104,0838	25,9920	18,5185	0,3068	0,06333	0	0,4033
Row 395	395	17	11	746	29	95	109,7351	28,4046	20,4899	0,3068	0,1027	0,2499	0,5629
Row 396	396	17	12	809	30	95	115,2283	30,7396	22,4062	0,3068	0,141	0,2499	0,7608
Row 397	397	17	13	1033	30	95	134,1249	41,9162	28,9981	0,3068	0,2728	0,2499	1,09
Row 398	398	17	14	892	30	95	122,2726	34,7158	24,8635	0,3068	0,1901	0,2499	1,337
Row 399	399	17	15	775	30	95	112,4209	29,5569	21,4268	0,3068	0,1215	0,2499	1,516
Row 400	400	17	16	623	29	95	99,3658	23,1047	16,8726	0,3068	0,03044	0,2499	1,603
Row 401	401	17	17	399	28	95	80,3781	14,2933	10,2489	0,3068	0	0,2499	1,353
Row 402	402	17	18	168	27	95	60,7106	6,0134	3,3880	0,3068	0	0,2499	1,103
Row 403	403	17	19	16	26	95	50,9985	0,5740	0,0000	0	0	0,2499	0,8533
Row 404	404	17	20	0	26	95	50,9985	0,0000	0,0000	0	0	0,2499	0,6034
Row 405	405	17	21	0	26	95	50,9985	0,0000	0,0000	0	0	0,2499	0,3535
Row 406	406	17	22	0	26	95	50,9985	0,0000	0,0000	0	0	0,2499	0,1035
Row 407	407	17	23	0	26	95	50,9985	0,0000	0,0000	0	0	0	0,1035
Row 408	408	17	24	0	26	95	50,9985	0,0000	0,0000	0	0	0	0,1035

Fonte: O autor (2022)

Na figura, são apresentados os dados das 24 horas do dia típico, ou médio, do mês de janeiro, dia 17. Percebe-se o início da radiação solar às 7h (coluna “hr”), entretanto ainda não representa um calor útil ao sistema coletor solar (coluna Qu). Nas duas horas seguintes, 8-9h, há calor útil fornecido pelo coletor, então a bomba P1 opera (coluna “VP1”, volume de P1), no *loop* de aquecimento doméstico, pois a temperatura de saída do coletor (coluna “T_{out}”) ainda não atinge a temperatura desejada de 95°C (coluna “T_{set}”). Quando “T_{out}” é maior que “T_{set}”, entre 10-16h, então a bomba P2 opera com volumes variáveis, misturando-se a vazão de P1 e obtendo temperatura equivalente a “T_{set}”. Quando o volume armazenado no

reservatório R2, alimentado por P1 e P2, é suficiente, a bomba P3 inicia sua operação. A bomba P3 permanece em funcionamento enquanto há volume suficiente em R2 (coluna “VR2”, volume em R2), entre 11-22h. Como a bomba P3 alimenta a caldeira do ciclo de potência, o tempo de funcionamento desta corresponde ao tempo de funcionamento em produção de energia na turbina do ciclo Rankine, neste caso por 9 horas consecutivas. Entre 17-18h, a temperatura de saída do coletor (coluna “T_{out}”) volta a ser inferior a “T_{set}”, desligando P2 e colocando P1 em *loop* para aquecimento doméstico.

Evidentemente, em um regime real de operação, os intervalos de funcionamento das bombas e turbina seriam frações de horas e não restaria volume residual no reservatório R2. Contudo, a simulação deste trabalho segue o mesmo passo de tempo dos dados solarimétricos, em intervalo de 1h. Em termos energéticos, não há perda de dados com o remanescente de volume R2, pois esta quantidade é utilizada nos dias seguintes de simulação.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os dados de simulações e comparativo de resultados, ao final. São demostrados os resultados de simulações do sistema Rankine orgânico solar (SORC), isoladamente, para vários coletores solares, identificando características de funcionamento, melhorias e melhor configuração. Após a determinação do melhor sistema SORC, é inserido o sistema de aquecimento doméstico (DWH), aproveitando parte da energia da fonte primária. Também é realizada uma otimização de paramétrica do sistema de cogeração SORC-DWH e um novo balanço energético.

Como objetivo de realizar uma comparação qualitativa, com outro sistema de produção solar, um sistema fotovoltaico de igual potência de saída foi simulado. Os resultados de simulação de um sistema fotovoltaico, simulado no SAM, para esta comparação qualitativa são também apresentados. Ao final são apresentados os resultados comparativos entre o sistema otimizado de cogeração solar (SORC - DWH) e o sistema fotovoltaico de igual capacidade.

5.1 SISTEMA RANKINE ORGÂNICO SOLAR

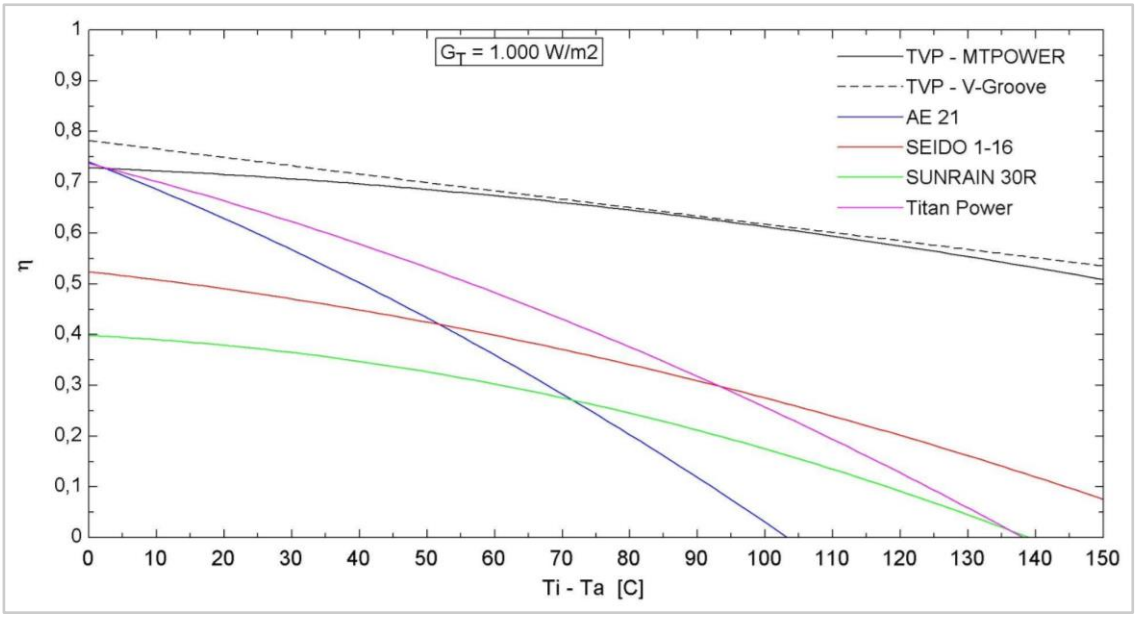
Nesta seção são apresentados os resultados obtidos com as simulações do modelo desenvolvido, comparando os arranjos de coletores diferentes, utilizados como fontes térmicas do ciclo Rankine orgânico operando com amônia. Os dados de produção energética anual são apresentados assim como as eficiências térmicas e globais da cada sistema analisado, com debate acerca dos resultados.

Em primeira análise, os coletores são avaliados com relação às suas eficiências individuais, as quais foram obtidas com base nas equações de eficiência, fornecidas em seus respectivos certificados do SRCC. No Gráfico 14, pode-se verificar as curvas de eficiência sobrepostas para todos os coletores avaliados.

No gráfico, fica evidente a diferença de comportamento de cada coletor em relação a temperatura. Notadamente, o coletor do tipo TVP solar demonstrou uma melhor eficiência, superior aos demais, ao longo das temperaturas avaliadas. Desta forma, este coletor apresenta os melhores resultados de ganho de energia em toda a gama de temperaturas avaliadas. Permitindo, inclusive, uma configuração em série com mais coletores, para maior elevação de temperatura de saída. Os demais

coletores também podem trabalhar em arranjos em série, porém com eficiências menores para temperaturas mais altas na saída.

Gráfico 14 - Curvas de eficiência dos coletores



Fonte: O autor (2021)

Quadro 8 - Dados de propriedades de coletores solares.

Fabricante/modelo	Área [m²]	$F_R(\tau\alpha)$ [-]	F_RU_L [W/m² C]	α [-]	ϵ [-]	τ [-]
TVP Solar / MT-Power v4	1,960	0,745	1,455	0,95	0,05	0,926
Alternate Energy Technologies / AE-21	1,932	0,749	6,159	0,96	0,08	0,90
SunMaxx Solar LLC / TitanPowerPlus-ALDH29-V3	2,740	0,747	4,380	0,95	0,05	0,91

Fonte: O autor (2021)

Por demonstrar os melhores valores de eficiência na avaliação, através do Gráfico 14, o coletor TVP foi escolhido para realizar a otimização teórica, com corrugações em “V”, conforme apresentado no item 4.5.1. Com a otimização busca-se uma eficiência um pouco maior para o coletor e acréscimo na eficiência global do sistema de geração posteriormente simulado. Segundo os dados obtidos nos documentos de certificação e nos catálogos dos produtos, os valores das propriedades dos coletores selecionados são apresentados no Quadro 8.

Desta forma, foi utilizado o método descrito por Hollands (1963) para propor a

inserção de corrugações em “V”, no coletor solar comercial TVP Solar - MT-Power v4, como forma de buscar melhoria de sua eficiência. O coletor foi escolhido por apresentar os melhores resultados de eficiência, dentre os considerados no estudo.

Com a equação 15, obteve-se o valor de K=0,23. Portanto pode ser usado o Gráfico 10 para determinar o ângulo γ de abertura do “V” para o qual ocorre maior eficiência do coletor. No cruzamento das curvas de $d\alpha$ e $d\epsilon$, para α = 0,9 e ϵ = 0,05, respectivamente correspondentes aos valores originais do coletor TVP, é encontrado o ângulo de 60°, no eixo das abcissas.

De posse do valor do ângulo γ, utilizam-se os ábacos do Gráfico 11, para encontrar, nos eixos das ordenadas, os valores ajustados para α e ϵ correspondentes ao ângulo de 60°. Neste caso, correspondem ao ponto de intersecção do ângulo γ com as curvas de α = 0,9 e ϵ = 0,05. Para este caso, obtém-se os valores ajustados de α_v = 0,997 e ϵ_v = 0,09. Com estes valores utilizam-se as equações 6 e 17 para encontrar os correspondentes valores de $(\tau\alpha)$ e U_t do coletor modificado e consequentemente os valores de $F_R(\tau\alpha)$ e F_RU_L necessários às curvas de eficiência e ao modelo do coletor solar.

No Quadro 9 observa-se a modificação promovida nos valores de $F_R(\tau\alpha)$ e F_RU_L com a inserção de corrugações em “V” de 60° na superfície absorvedora do coletor TVP. Visualmente, no Gráfico 14, percebe-se melhoria na curva de eficiência, após a modificação. Portanto, apesar de elevar as perdas por radiação, os ganhos em absorção foram superiores e justificam a modificação geométrica da placa absorvedora.

O Quadro 9 também apresenta resumidamente os dados dos coletores avaliados, inclusive o coletor teórico modificado com corrugações em “V”, de forma a facilitar a comparação entre seus parâmetros. Neste quadro fica mais evidente como os valores de $F_R(\tau\alpha)$ e F_RU_L são determinantes no comportamento das curvas de eficiência dos coletores. O valor de início da curva é dado por $F_R(\tau\alpha)$, logo os coletores com maiores valores neste parâmetro apresentam maiores eficiências nas temperaturas iniciais, conforme observado no Gráfico 14.

Quadro 9 - Dados característicos dos coletores solares simulados

Coletor	Tipo	Área [m²]	$F_R(\tau\alpha)$ [-]	F_RU_L [W/m²C]	IAM [-]
TVP	Plano vácuo	1,960	0,745	1,455	-0,150
TVP (V-groove)	Plano vácuo	1,960	0,782	1,647	-0,150
AE-21	Plano simples	1,932	0,749	6,159	-0,212
SEIDO	Tubular vácuo	4,090	0,526	1,959	0,110
SUNRAIN	Tubular vácuo	5,241	0,406	1,753	0,535
TITAN	Plano simples	2,740	0,747	4,380	-0,151

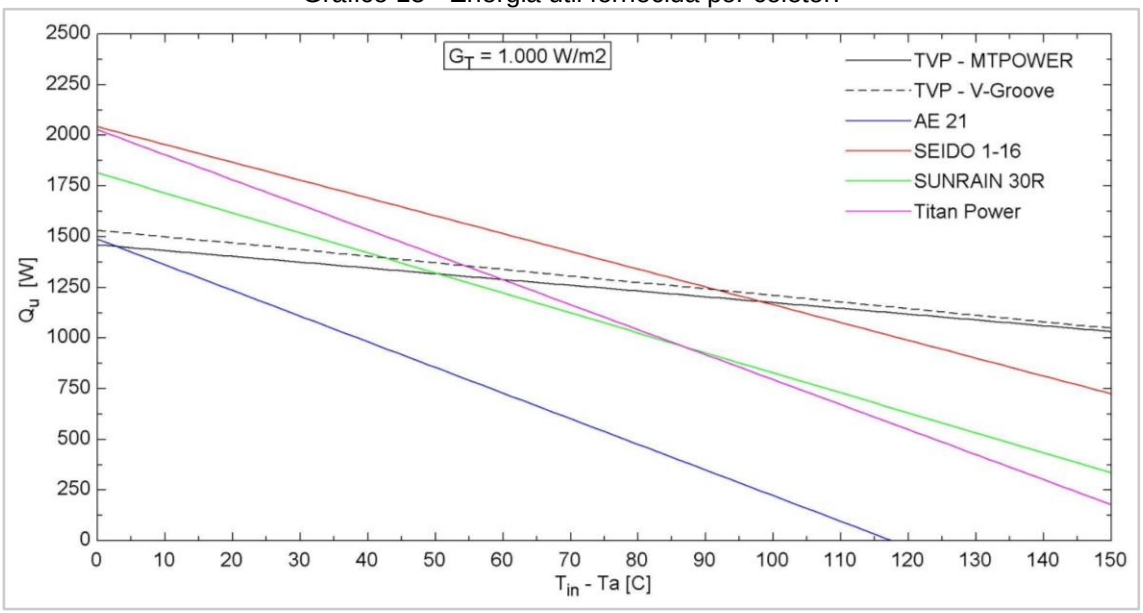
Fonte: O autor (2021)

Os valores de F_RU_L, por sua vez, determinam o decaimento da eficiência dos coletores com o aumento da temperatura. No Gráfico 14 e Quadro 8 podem ser observados como os valores dos coletores TVP, SEIDO e SUNRAIN possuem decaimentos de eficiência próximos, porém seus valores iniciais de eficiência são diferentes. Portanto, estes dois parâmetros, $F_R(\tau\alpha)$ e F_RU_L, são fundamentais para o comportamento das curvas de eficiência dos coletores e por consequência critérios importantes para seleção.

Por outro lado, avaliando o gráfico de energia útil fornecida por cada coletor (Gráfico 15), pode-se notar um valor mais baixo para o coletor TVP (original e modificado), nas temperaturas iniciais. Neste critério, com exceção do coletor AE21, todos os outros coletores são superiores ao TVP (original e modificado), nas temperaturas iniciais. Como a inclinação da curva do TVP (original e modificado), neste critério é inferior aos demais, tende a superá-los conforme as temperaturas atingem valores maiores.

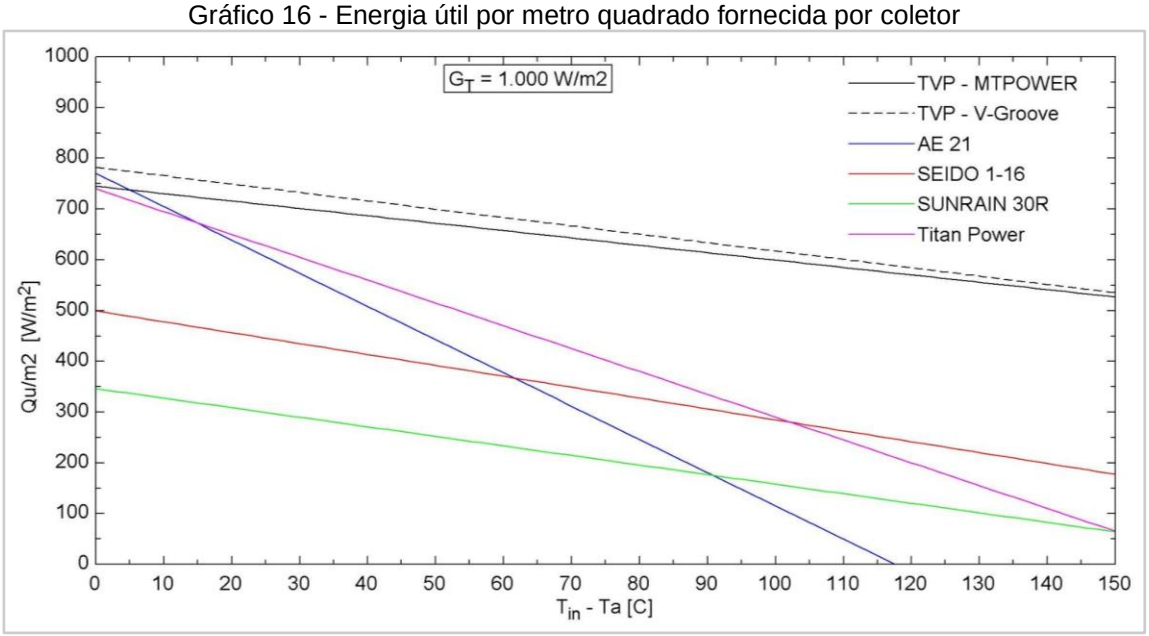
Entretanto, quando se avalia o ganho de energia por metro quadrado (Gráfico 16) de cada coletor, observa-se um desempenho melhor no coletor TVP e ainda um pouco maior com a sua versão modificada. Demonstrando assim melhores resultados em termos de metro quadrado instalado, para absorção de energia solar. Esta condição é importante pois alcançará níveis de energia, e consequentemente de temperatura, maiores com a mesma área de instalação.

Gráfico 15 - Energia útil fornecida por coletor.



Fonte: O autor (2021)

Gráfico 16 - Energia útil por metro quadrado fornecida por coletor



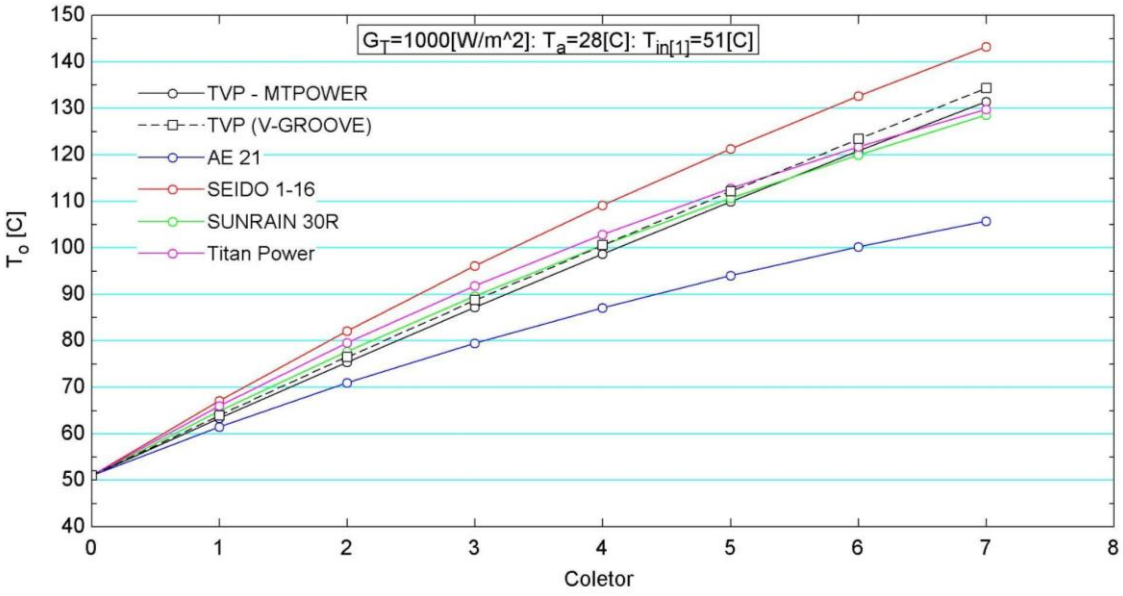
Fonte: O autor (2021)

Em termos de temperatura na saída dos coletores, é necessário atingir um valor mínimo, para operar o ciclo Rankine orgânico da simulação. Portanto, arranjos com coletores em série são necessários para haver uma elevação da temperatura até os níveis desejados. No Gráfico 17 pode-se observar as curvas de elevação de temperatura para cada coletor simulado, em arranjos em série considerando uma irradiação constante de 1.000 W/m².

A temperatura alvo neste quesito é de 130 ºC, a qual serve como parâmetro

de desempenho do conjunto, para obter uma boa regulação de temperatura ao longo do dia, quando as irradiações variam. Neste caso observa-se melhor desempenho no coletor Seido 1-16, o qual atinge a temperatura alvo com 6 coletores em série. Outros coletores necessitam de uma sequência de 7 coletores para atingir a temperatura. A exceção fica em relação ao coletor AE21 com curva de elevação de temperatura bem abaixo dos demais. No caso do AE21, a média de temperatura disponível para operação do ciclo Rankine é menor. Isto implica em menores eficiências e tempo de operação total ao longo de um dia. É importante ressaltar o fato do coletor PVT (original e modificado) ter menor área unitária, portanto seu arranjo com 7 coletores possui área total menor em relação aos demais coletores avaliados.

Gráfico 17 - Elevação de temperatura de saída, com coletores em série



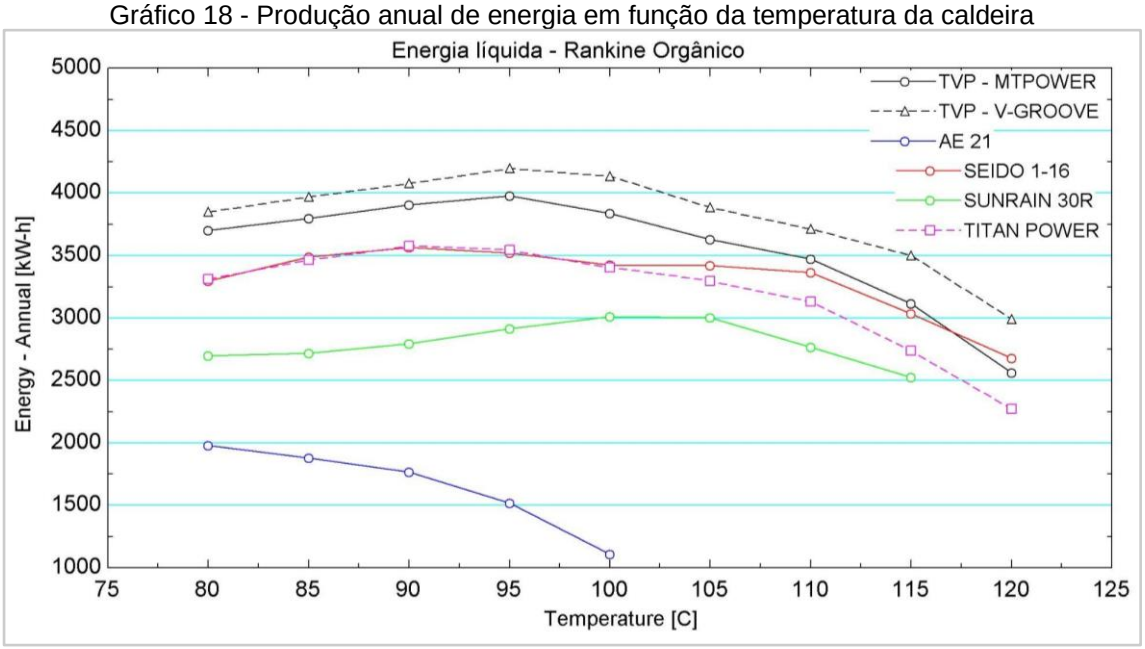
Fonte: O autor (2021)

Posteriormente estes arranjos em série são considerados como coletores únicos equivalentes e dispostos em paralelo, para obter os valores de vazão pretendidos para operação do ciclo de Rankine orgânico. A quantidade de coletores em série e de linhas em paralelo, determina o número total de coletores. Portanto cada coletor possui um arranjo próprio na simulação, atendendo aos critérios de temperatura de saída e vazão.

Com base nos resultados do Gráfico 17, identifica-se a quantidade necessária de coletores em série no arranjo de cada tipo. Foram adotadas 3 linhas de coletores

em paralelo, para garantir uma vazão de 300 kg/h passando pelos coletores. O coletor AE21 apresenta valores baixos no ganho de temperatura, em relação aos demais. A simulação de geração de energia com o coletor AE21 foi realizada com finalidade ilustrativa, com 3 linhas paralelas, cada uma com 7 coletores em série.

Gráfico 18 - Produção anual de energia em função da temperatura da caldeira



Fonte: O autor (2021)

O Gráfico 18 apresenta as curvas de energia anual líquida, na saída da turbina, em função da temperatura de operação da caldeira do ciclo Rankine. No gráfico pode-se observar os valores de temperatura onde ocorre a máxima produção, em cada arranjo de coletores. Apesar do ciclo Rankine obter maiores eficiências quanto maior a temperatura, isto não ocorre com o conjunto Rankine-coletor solar. De fato, quanto maior a temperatura da caldeira, maior seria a eficiência térmica do ciclo Rankine e consequentemente, em tese, uma maior a produção de energia líquida.

Entretanto, para o sistema de coletores solares, quanto maior a temperatura de saída deste, menor a sua eficiência na absorção da radiação solar e transferência ao fluido circulante, conforme o Gráfico 14. Assim, quanto maior a temperatura desejada na saída do coletor solar, menor será a quantidade de fluido obtido nesta temperatura, devido a menor eficiência e menos horas com radiação suficiente para tal aquecimento. Como a caldeira do ciclo Rankine é alimentada com o fluido aquecido pelos coletores solares, então há um ponto ótimo, ou de equilíbrio, entre os

dois sistemas e suas respectivas eficiências, quando operando conjuntamente.

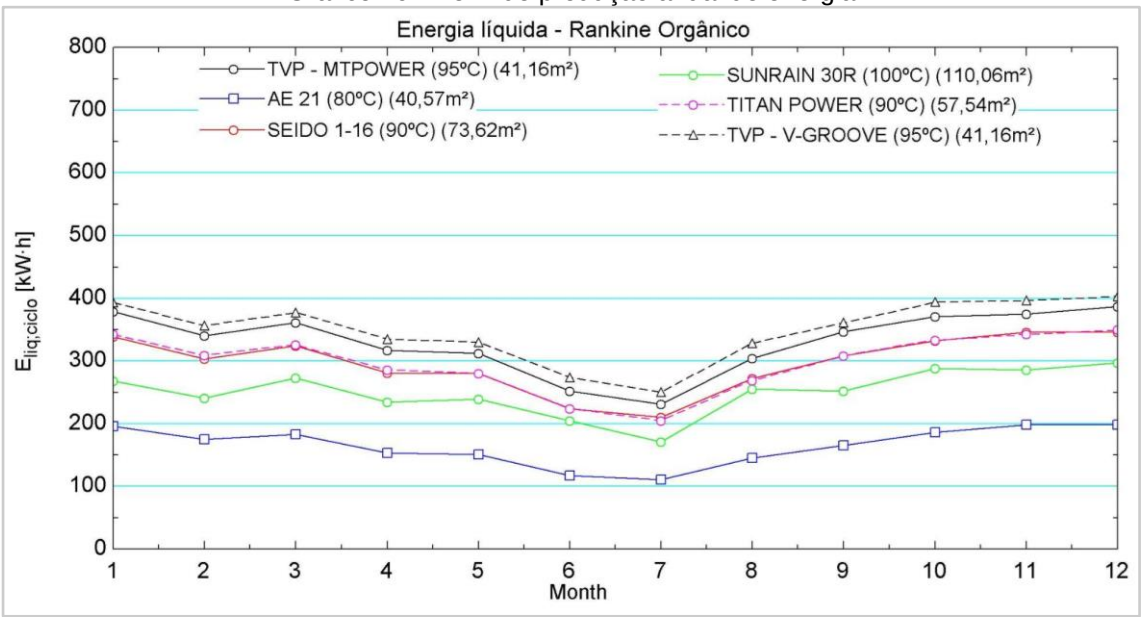
Conforme observa-se no Gráfico 18, a produção de energia líquida do sistema SORC varia com a temperatura da caldeira. Nas temperaturas anteriores ao máximo observado, o ciclo Rankine opera com baixas eficiências térmicas e apesar da melhor eficiência dos coletores, a produção líquida é inferior.

Já, após o ponto máximo das curvas do Gráfico 18, a produção líquida de energia decai. Isto se explica pela menor quantidade de fluido aquecido pelos coletores, caso a temperatura alvo seja mais elevada. Consequentemente, mesmo com eficiências térmicas melhores no ciclo Rankine em temperaturas mais altas, o tempo de operação total do ciclo é menor. Portanto, há uma temperatura ótima de operação do sistema, identificada no Gráfico 18 através dos picos.

Conhecendo-se a temperatura ótima de operação de cada conjunto, é interessante observar o perfil de produção de energia ao longo do ano, considerando as variações de irradiação. No Gráfico 19 são apresentadas as curvas de produção de energia de cada conjunto, em sua melhor temperatura. No gráfico fica evidente a menor produção nos meses do meio do ano, quando historicamente ocorre maior nebulosidade na região estudada. As maiores produções mensais concentram-se no final e início do ano, com destaque para os meses de janeiro e dezembro.

Em ambos os gráficos 18 e 19 percebe-se uma maior produção de energia com o uso do coletor TVP (original e modificado), apesar de ter menor área instalada. Se for equiparada a área de instalação, do coletor TVP (original e modificado) com os demais, pode-se colocar mais linhas em paralelo e obter maior vazão de fluido aquecido, com consequente aumento de tempo de operação do ciclo Rankine, para a mesma temperatura da caldeira. Com maior tempo de operação do ciclo obtêm-se maior produção anual de energia na saída da turbina. Além disso, reduz o tempo de ociosidade do ciclo, podendo inclusive chegar a regimes de operação 24/24, caso seja o objetivo.

Gráfico 19 - Perfil de produção anual de energia

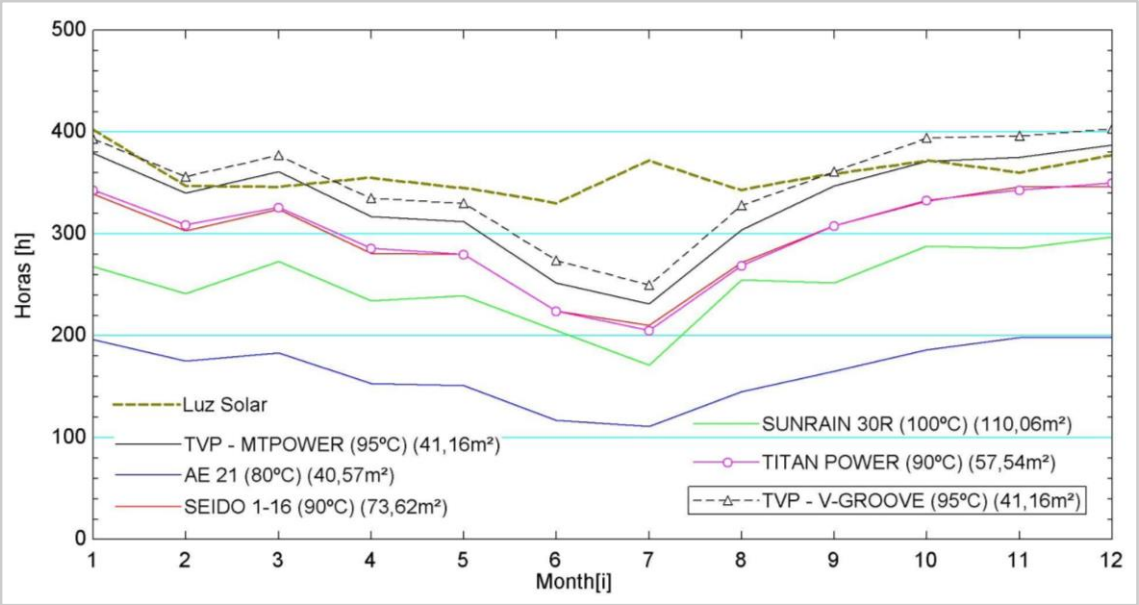


Fonte: O autor (2021)

Com relação à quantidade de horas de operação do ciclo Rankine, de cada conjunto simulado, o Gráfico 20 apresenta os resultados comparativos. No gráfico também é apresentado o valor de horas de luz solar incidente nos coletores, para comparação. Evidentemente estes valores variam com as épocas do ano.

Para a cidade de estudo, vemos uma quantidade de horas de luz solar praticamente constante ao longo do ano, entretanto a quantidade de radiação é menor nos meses do meio do ano. Isto fica evidente no comportamento do número de horas de operação dos conjuntos, os quais seguem a curva de radiação. Pode-se perceber novamente uma curva para o TVP (original e modificado) com valores superiores aos demais, ou seja, consegue operar o seu ciclo Rankine por mais horas, por ser capaz de absorver mais energia solar, em relação aos outros e mesmo com menor área instalada. Em alguns meses, inclusive, as horas de operação do ciclo Rankine superam as horas de luz solar. Um arranjo com mais linhas paralelas (área instalada) do TVP (original e modificado) proporciona ainda mais horas de operação do ciclo de geração de energia elétrica.

Gráfico 20 - Horas de operação e horas de incidência solar



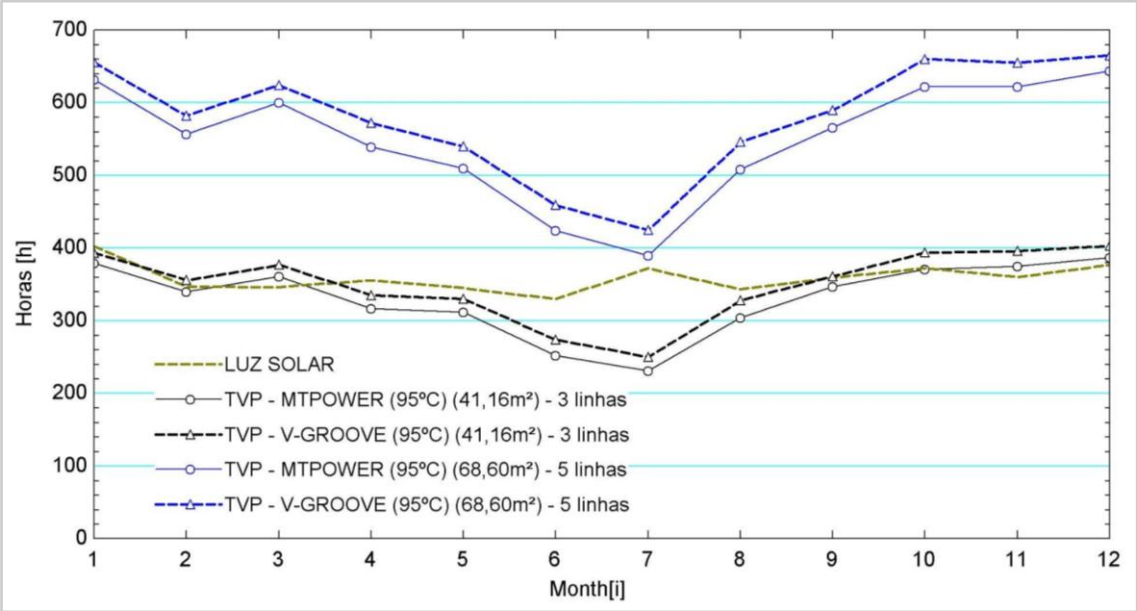
Fonte: O autor (2021)

Nos gráficos, curiosamente percebe-se uma semelhança de comportamento das curvas dos coletores Titan e Seido, apesar de possuírem áreas e formas construtivas distintas. Isso demonstra a variedade de possibilidades e de resultados possíveis, com os diversos arranjos de coletores.

De forma a ilustrar as premissas de aumento de área instalada com o coletor TVP (original e modificado), com mais linhas paralelas, foi simulado um arranjo com os mesmos 7 coletores em série, porém com 5 linhas paralelas. Este aumento de linhas paralelas proporciona maior quantidade de fluido aquecido pelos coletores e, consequentemente, maior quantidade de fluido para operar o ciclo de Rankine, sob as mesmas condições do arranjo com 3 linhas paralelas. O Gráfico 21 demonstra o comparativo de resultados obtidos com os dois arranjos, com 3 e com 5 linhas paralelas, cada qual com 7 unidades em série.

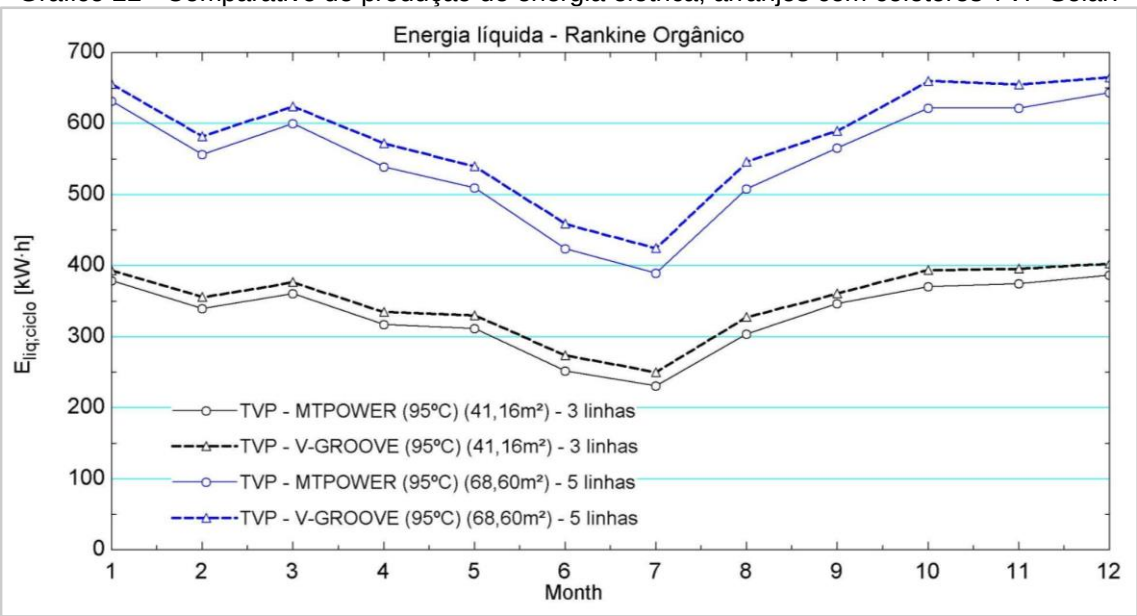
No gráfico percebe-se um aumento considerável no número de horas de operação do ciclo Rankine, quando com 5 linhas. Neste caso, superando as horas de luz solar durante todo o ano. Esta condição e possibilidade de uso é importante para produzir energia elétrica de forma constante pelo número de horas desejadas em projeto, independente da quantidade de horas de luz solar disponíveis.

Gráfico 21 - Comparativo de horas, arranjos com coletores TVP Solar.



Fonte: O autor (2021)

Gráfico 22 - Comparativo de produção de energia elétrica, arranjos com coletores TVP Solar.



Fonte: O autor (2021)

O Gráfico 22 apresenta os resultados comparativos de produção de energia elétrica destes dois arranjos com o coletor TVP Solar (original e modificado). As curvas anuais de produção de energia elétrica têm o mesmo formato da curva de horas de operação, como esperado. Também é importante notar o fato das curvas dos dois arranjos terem o mesmo formato, estando apenas deslocadas no eixo das ordenadas.

Nos Quadros 10 e 11 podem ser visualizados os valores eficiência do ciclo rankine, eficiência global do sistema, horas de operação do sistema e eletricidade total produzida, para todos os coletores, no período anual do estudo. O valor de eficiência do ciclo Rankine é influenciado pela temperatura de operação, portanto para maiores temperaturas de operação, maiores eficiências. A eficiência global corresponde ao percentual de energia solar aproveitada pelo coletor e transformada em eletricidade.

Quadro 10 - Dados anuais de desempenho dos sistemas, parte 1

Coletor	AE-21		SEIDO		SUNRAIN		TITAN	
Temp. Operação [C]	80		90		100		90	
Número de coletores	21		18		21		21	
Área total [m²]	40,57		73,62		110,06		57,54	
Energia solar [kW-h] *	94704,78	100,00%	171897,57	100,00%	257005,79	100,00%	134351,89	100,00%
Energia útil [kW-h] **	39534,27	41,74%	59252,61	34,47%	48359,60	18,82%	58686,85	43,68%
Energia líquida [kW-h] ***	1978	2,09%	3564,74	2,07%	3009,19	1,17%	3575,74	2,66%
Horas no ano [h]	8760	100,00%	8760	100,00%	8760	100,00%	8760	100,00%
Horas de sol [h]	4308	49,18%	4308	49,18%	4308	49,18%	4308	49,18%
Func. do coletor [h]	2042	23,31%	2112	24,11%	1389	15,86%	2222	25,37%
Func. Rankine [h]	1978	22,58%	3565	40,70%	3009	34,35%	3576	40,82%
Efic. térm. Rankine	6,33%		7,4506		8,5342		7,4506	
Eficiência Global	2,09%		2,07%		1,17%		2,66%	

Fonte: O autor (2021)

* Energia solar total incidente sobre o coletor ** Energia útil do coletor transferida ao fluido
*** Energia elétrica líquida total produzida pelo sistema

Outros valores como as horas anuais de luz solar sobre o coletor, horas de funcionamento útil do coletor e funcionamento do ciclo de geração de Rankine também são apresentados. Também são apresentados os valores de horas e de energia em termos percentuais relativos. Nos quadros percebe-se o maior valor de eficiência global, ou seja, maior quantidade percentual de energia extraída da radiação solar, com o sistema operando com o coletor TVP V-groove (Quadro 11), apesar de ter uma eficiência térmica menor, comparado com o sistema com o coletor SUNRAIN, Quadro 10.

No sistema comparativo com coletor TVP (original e modificado), com maior área instalada, houve um acréscimo na energia líquida total produzida, Quadro 11. Também houve aumento no número total de horas de operação do sistema gerando energia, chegando a 75,50% do total de horas do ano para o TVP original e 79,61%

com o TVP com corrugações em em “V” de 60°.

Com a proposição de modificação geométrica na superfície absorvedora do coletor comercial da marca TVP, com corrugações em “V” de 60°, obteve-se uma curva de eficiência mais elevada para o coletor solar, Gráfico 14. Consequentemente, os resultados obtidos com o sistema de geração Rankine também foram elevados, conforme verificado nos gráficos de resultados de geração anual de eletricidade e horas de funcionamento, Gráficos 19, 20, 21 e 22. Portanto, fica demonstrada uma elevação no desempenho com a melhoria geométrica proposta.

Quadro 11 - Dados anuais de desempenho dos sistemas, parte 2

Coletor	TVP 7x3		TVP 7x5		TVP V-groove 7x3		TVP V-groove 7x5	
Temp. Operação [C]	95		95		95		95	
Número de coletores	21		35		21		35	
Área total [m²]	41,16		68,6		41,16		68,6	
Energia solar [kW-h] *	96105,73	100,00%	160176,22	100,00%	96105,73	100,00%	160176,22	100,00%
Energia útil [kW-h] **	64528,02	67,14%	107546,71	67,14%	66640,31	69,34%	111067,18	69,34%
Energia líquida [kW-h] ***	3976,17	4,14%	6614,00	4,13%	4197,00	4,37%	6974,00	4,35%
Horas no ano [h]	8760	100,00%	8760	100,00%	8760	100,00%	8760	100,00%
Horas de sol [h]	4308	49,18%	4308	49,18%	4308	49,18%	4308	49,18%
Func. do coletor [h]	2202	25,14%	2202	25,14%	2268	25,89%	2268	25,89%
Func. Rankine [h]	3976	45,39%	6614	75,50%	4197	47,91%	6974	79,61%
Efic. térm. Rankine	8,00%		8,00%		8,00%		8,00%	
Eficiência Global	4,14%		4,13%		4,37%		4,35%	

Fonte: O autor (2021)

* Energia solar total incidente sobre o coletor ** Energia útil do coletor transferida ao fluido
*** Energia elétrica líquida total produzida pelo sistema

Para os sistemas com 5 linhas, comparando o sistema com coletor TVP (original), com o sistema com a modificação geométrica de inserção de corrugações em “V” na superfície absorvedora, houve elevação de 5,44% nas horas de funcionamento e de 5,32% na eficiência global, Quadro 11. Portanto, o melhor sistema simulado neste trabalho, opera em 79,61% das horas do ano, gerando energia elétrica, com uma eficiência global de 4,35%.

5.2 SISTEMA DE COGERAÇÃO RANKINE ORGÂNICO COM AQUECIMENTO

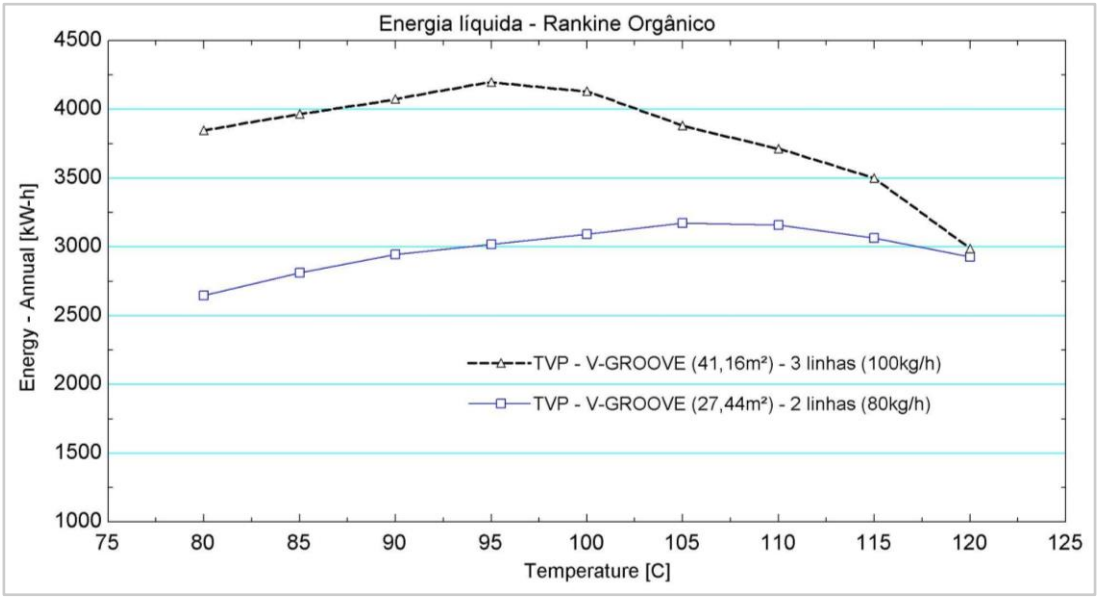
Conhecendo a melhor configuração de operação para geração de energia elétrica, com o ciclo Rankine orgânico isoladamente, pode-se realizar a inserção do sistema de aquecimento doméstico complementar. Assim o sistema de cogeração alimentado por fonte solar terá uma parcela de aquecimento e outra de geração direta de eletricidade, com novos parâmetros de eficiência e aproveitamento da fonte primária de energia.

O sistema de aquecimento solar aproveita a parcela residual de energia da fonte primária solar não aproveitada na operação do ciclo Rankine orgânico. Com isto, melhora o aproveitamento líquido da fonte solar e dos coletores utilizados. Como demonstrado nos resultados da seção anterior, o melhor coletor para operação do ciclo de potência foi o TVP, modificado com corrugações em “V” de 60°.

Para este arranjo, com aquecimento, o sistema foi dimensionado para uma configuração menor em termos de área instalada. Neste caso, o objetivo é reduzir as dimensões do sistema, área de coletores e reservatórios, visando contribuir com uma parcela da demanda por energia e não a sua totalidade. Limitando o tamanho dos reservatórios R1 e R2 a pouco mais de 1.200L de capacidade cada, a demanda por vazão no sistema de coletores é reduzida e a quantidade de coletores também pode ser reduzida, devido à menor demanda por vazão.

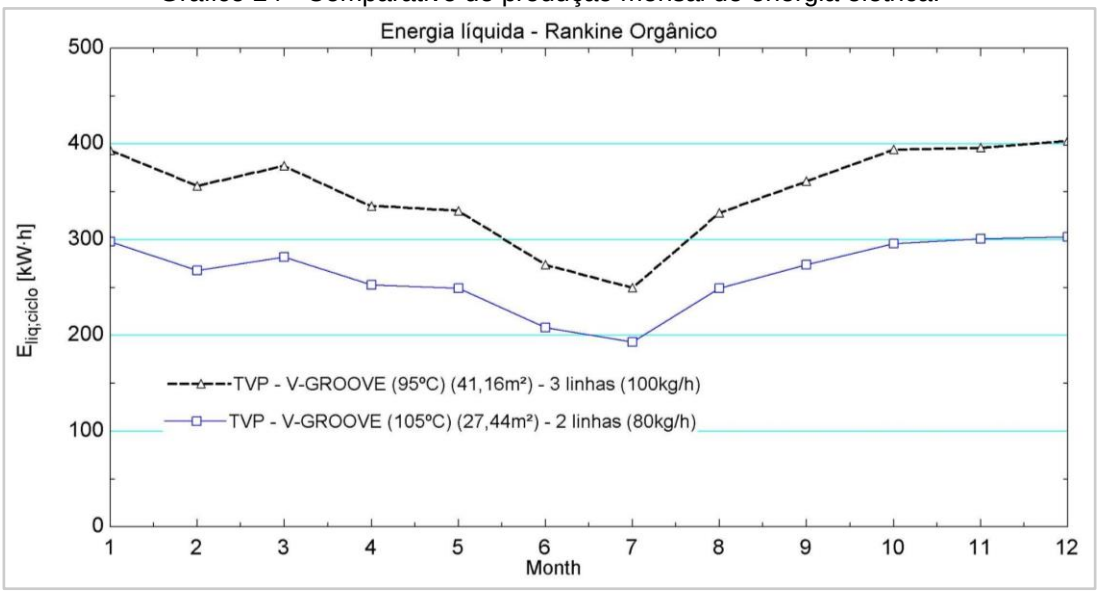
Impondo uma vazão de 80kg/h, por linha de coletores em série e reduzindo a quantidade de linhas em paralelo para 2, obtêm-se bons resultados de eficiência e produção energética, compatíveis com a proposta de cogeração. Como consequência da menor vazão, a temperatura média de saída dos coletores se eleva. Assim a temperatura de operação do ciclo de potência Rankine orgânico (T_{set}) pode ser ajustada para um valor um pouco maior, passando de 95°C para 105°C. Esta elevação na temperatura de operação da caldeira eleva também a eficiência térmica do sistema rankine de 8% para 9,06%. No Gráfico 23 é apresentada a curva de temperaturas de operação desta nova configuração, com aquecimento. No gráfico verifica-se a temperatura ótima de 105°C e comparado com os resultados da curva com maior área e maior vazão.

Gráfico 23 - Comparativo de produção anual de energia elétrica em função da temperatura da caldeira.



Fonte: O autor (2022)

Gráfico 24 - Comparativo de produção mensal de energia elétrica.



Fonte: O autor (2022)

O Gráfico 24 apresenta os dados de produção de energia elétrica da configuração com menor área (27,44 m²) e menor vazão (80 kg/h), em sua melhor temperatura de operação (105 °C), comparada com a configuração de maior área (41,16 m²) e maior vazão (100 kg/h).

No Quadro 12 são demonstrados os resultados obtidos pelo sistema, em eficiências, geração elétrica, horas de funcionamento e aproveitamento global de energia da fonte primária. Nesta configuração com duas linhas paralelas de 7

coletores em série, totalizando 14 coletores solares, a área total é de 27,44 m².

Quadro 12 - Dados anuais do sistema de cogeração solar.

Coletor	TVP V-Groove 7x2	
Temperatura de Operação [C]	105	
Número de coletores	14	
Área total [m²]	27,44	
Energia solar total [kW-h] *	64070,00	100,00%
Energia útil absorvida nos coletores [kW-h] **	44244,00	69,06%
Fração da energia útil para ciclo rankine [kW-h]	35028,00	54,67%
Fração de energia útil para aquecimento [kW-h]	9216,00	14,38%
Energia elétrica gerada [kW-h] ***	3174,00	4,95%
Horas no ano [h]	8760	100,00%
Horas de sol [h]	4308	49,18%
Func. do coletor [h]	4067	46,43%
Func. Rankine [h]	3174	36,23%
Eficiência dos coletores solares	69,06%	
Eficiência térmica Rankine	9,06%	
Eficiência do sistema SORC	6,32%	
Eficiência Global (SORC + DWH)	19,34%	
Volume máximo em R1 [m³]	1,2	
Volume mínimo em R1 [m³]	0,09	
Volume máximo em R2 [m³]	1,11	
Volume mínimo em R2 [m³]	0	
Temperatura máxima do ano [°C]	161,1	

Fonte: O autor (2022)

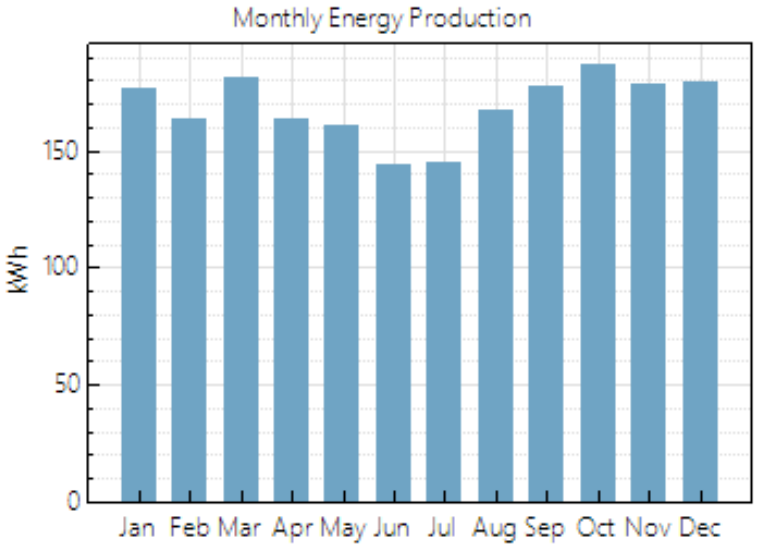
No quadro observa-se a melhoria da eficiência do sistema de geração de energia elétrica (SORC), dos 4,35% da seção anterior para 6,32%. Isto se deve ao acoplamento com cogeração, no qual o balanço de energia é melhor distribuído, com uma parcela sendo destinada ao aquecimento, *energy save* evitando o desperdício das horas de baixa temperatura de saída dos coletores. Neste sistema de cogeração os coletores apresentam uma eficiência de 69,06%, um pouco abaixo do observado na seção anterior (69,43%), devido a mudança de vazão. Considerando o total de energia solar incidente e o total aproveitado para geração de energia elétrica e aquecimento, a eficiência global obtida foi de 19,34%.

5.3 SISTEMA FOTOVOLTAICO

Com o auxílio do SAM, foi simulado um sistema fotovoltaico de potência semelhante (1,1kW) para comparativo com o sistema de cogeração proposto neste

trabalho. Os sistemas, de cogeração e fotovoltaico, são comparados em termos de energia produzida, eficiência, aproveitamento energético da fonte primária e características de instalação. Para o sistema modelado de 1,1kW, os resultados obtidos são apresentados no Gráfico 25 e Quadro 13.

Gráfico 25 - Dados mensais de produção de energia elétrica do sistema fotovoltaico.



	System AC energy (kWh/mo)
Jan	176.667
Feb	164.035
Mar	180.907
Apr	163.917
May	160.713
Jun	144.115
Jul	144.986
Aug	167.739
Sep	177.692
Oct	186.557
Nov	178.659
Dec	179.861

Fonte: O autor (2022)

O modelo fotovoltaico simulado no SAM possui as seguintes características para potência de 1kW, aproximadamente:

- Cidade: Recife-PE, Quadro 13;
- Módulo: Trina Solar TSM250PDG5, Figura 15;
- Inverter: Open Energy: Solar Save 1100 [240], Figura 16.

O *inverter* selecionado possui potência máxima de saída de 1100 W, em corrente alternada nominal a 240V, adequado e de capacidade próxima do sistema Rankine deste trabalho. Para alimentar este módulo *inverter*, foram selecionados 5 módulos de potência nominal de 250,2 W e eficiência nominal de 15,21%. A área individual e total dos módulos é de 1,64 m² e 8,2 m², respectivamente. Alguns detalhes adicionais do sistema foram descritos na metodologia, no item 4.2 relativo ao SAM.

Quadro 13 - Dados de localidade e geométricos do sistema fotovoltaico.

Variável	**Símbolo**	**Valor**
Local	-	Recife - PE
Latitude	ϕ; Lat	-8,07
GMT	-	-2
Tipo de modelo solar de radiação	-	HDKR
Modo de radiação	-	Total horizontal e direta normal
Refletividade do solo	ρ	0,2
Inclinação do coletor	β	8,07 º
Azimute do coletor	γ	180 º

Fonte: O autor (2022)

Quadro 14 - Dados anuais de produção de energia elétrica do sistema fotovoltaico.

Metric	Value
Annual energy (year 1)	2,026 kWh
Capacity factor (year 1)	18.5%
Energy yield (year 1)	1,619 kWh/kW
Performance ratio (year 1)	0.73

Fonte: O autor (2022)

Com esta configuração obteve-se uma produção anual de 2.026 kWh de energia elétrica e *performance ratio* de 73%, Quadro 14. Esta performance significa que em momentos durante o ano o sistema não esteve em condições nominais, aproveitando 73% do potencial de produção. O fator de capacidade de 18,5% é um índice representando a energia líquida anual dividida pela capacidade do sistema e pelas horas do ano. Já o *energy yield* de 1.619 kWh/kW representa a energia líquida anual, dividida pela capacidade nominal.

5.4 COMPARATIVO DE RESULTADOS

Nesta seção são apresentados os resultados comparativos entre o sistema de cogeração (SORC-DWH) e um sistema fotovoltaico, com potência instalada semelhante. Esta comparação qualitativa de resultados é importante para fazer um

contraponto com uma solução mais comumente considerada em instalações. Neste caso um sistema fotovoltaico, muito usado no aproveitamento da fonte solar para geração de energia elétrica.

No Quadro 14 ficam observadas algumas diferenças entre os sistemas, em termos de dimensões, energia produzida e eficiências. Cada sistema tem seus fatores favoráveis e desfavoráveis no comparativo.

Quadro 15 - Dados comparativos anuais entre os sistemas de aproveitamento de energia solar.

Sistema	**Geração Fotovoltaica**	**Cogeração SORC - DWH**
Potência instalada	1100 W	1000 W
Área de absorção	8,2 m²	27,44 m²
Eficiência nominal	15,21%	-
Energia elétrica produzida	2026 kWh	3174 kWh
Aquecimento (*energy save)*	-	9216 kWh
Eficiência global	11,10%	19,34%

Fonte: O autor (2022)

Quando considerada a área de instalação, o sistema fotovoltaico é mais vantajoso pois possui a menor área de absorção solar (8,2 m²). Além disso, o sistema de cogeração necessita de dois reservatórios térmicos de 1,2 m³ cada. Assim, em termos de instalações, o sistema fotovoltaico leva vantagem sobre o modelo de cogeração proposto neste trabalho.

Entretanto, quando considerada a energia elétrica produzida, o sistema de cogeração é 56,7% superior, produzindo 3.174 kWh de energia elétrica, anualmente. Ademais, o sistema de aquecimento combinado proporciona um *energy save* de 9.216 kWh/ano. A eficiência no aproveitamento da fonte primária, solar, também é mais favorável ao sistema de cogeração, o qual aproveita 19,34%, contra 11,1% do sistema fotovoltaico. Esta diferença de 8,24% representa percentualmente um acréscimo de 74% em relação ao fotovoltaico.

Desta forma, cada sistema possui as suas vantagens, dentre os fatores aqui avaliados. Notadamente o sistema fotovoltaico ocupa menos espaço de instalação.

Em oposição, o sistema de cogeração proposto produz mais energia e aproveita melhor a fonte primária.

Realizando uma extrapolação do sistema fotovoltaico com objetivo de avaliar áreas de instalação semelhantes, pode-se considerar 3 sistemas do mesmo tipo em paralelo. Neste caso seriam 24,6 m², com potência total de 3.300 W, geração elétrica total de 6.078 kWh e o mesmo valor de eficiência global. Neste caso haveria maior produção de eletricidade no sistema fotovoltaico, em comparação com o SORC-DWH. Porém, considerando o total de energia solar aproveitada (energia elétrica + energia térmica) o sistema SORC-DWH mostra-se superior, com maior energia total. Isto é esperado, dada a maior eficiência global do sistema SORC-DWH, apresentada no Quadro 15.

Considerando um consumo de eletricidade de até 220 kWh/mês por residência, topo da tarifa social para famílias de baixa renda (BRASIL, 2010), cada sistema representaria um percentual do consumo. No sistema fotovoltaico avaliado, a produção média é de 168,83 kWh/mês, representando cerca de 76,7% do consumo elétrico de uma residência, nesta faixa.

No sistema de cogeração proposto (SORC-DWH), a geração elétrica média seria de 264,5 kWh/mês, equiparável a 60% do consumo de duas residências, na faixa de avaliada. Além disso, proporciona aquecimento para conforto doméstico. Segundo Pereira et al. (2017) o aquecimento doméstico pode representar cerca de 24% do consumo elétrico de uma residência.

Segundo apresentado em Macchi e Astolfi (2017), uma vantagem dos sistemas Rankine orgânicos solares sobre os sistemas fotovoltaicos é a possibilidade de uso de reservatórios de energia térmica. Assim, a energia excedente pode ser armazenada de forma térmica ao invés de elétrica. Neste caso, os armazenamentos de energia térmica são mais baratos que baterias eletroquímicas, além de possuir uma vida útil superior.

6 CONCLUSÕES

Diante do cenário global urgente por ações de redução de impacto ambiental, combinado com a crescente demanda por produção de eletricidade, o sistema simulado apresenta bons resultados e adequação de uso. O sistema em si demonstra ser capaz de produzir eletricidade de forma contínua e teoricamente confiável ao longo do ano, de forma sustentável e sem emissões ou riscos ao meio ambiente.

O arranjo com dois reservatórios térmicos e seu regime de funcionamento com controle da temperatura na entrada do reservatório demonstrou ser uma condição importante para a modelagem. Esta configuração, mantendo as temperaturas (alta e baixa) separadas e controladas, permite o controle do regime de funcionamento do coletor solar e do ciclo Rankine. Esta é uma proposição original, bem como seu sistema de controle.

A modificação geométrica com corrugações em “V”, para placas absorvedoras com superfície espectralmente seletivas, demonstra ser uma boa estratégia para melhoria de eficiência dos coletores e melhoria na produção de energia. Obteve-se uma melhoria de 5,32% na eficiência global, apenas com esta proposição.

A energia solar, como fonte a ser explorada, é demasiadamente abundante, perene e sem custo. O fluido de trabalho selecionado possui toxicidade, entretanto este risco pode ser mitigado com medidas de segurança no equipamento e local de instalação, a exemplo de suas tradicionais aplicações no setor de refrigeração.

Os resultados de produção de energia elétrica do sistema de cogeração proposto e simulado são superiores ao sistema fotovoltaico de comparação. A eficiência global no aproveitamento da fonte primária pelo sistema de cogeração mostrou-se superior ao fotovoltaico de comparação, 19,34% e 11,1% respectivamente. Entretanto, a área de coletores e instalações de reservatórios do sistema de cogeração são maiores.

No critério de escolha do coletor solar do sistema de cogeração, deve ser considerada a compatibilidade entre demanda e produção de eletricidade e/ou aquecimento, em combinação com os custos de aquisição e instalação de cada modelo de coletor e reservatórios térmicos. Este estudo financeiro e comparativo entre os modelos de coletor solar disponíveis é uma das possibilidades para trabalhos futuros.

Um fator de destaque para este modo de exploração da fonte solar reside na relativamente baixa complexidade tecnológica, de materiais, componentes empregados e teoria bastante sedimentada. Isto torna possível a exploração desta fonte primária, mesmo em baixas capacidades, por países ou regiões de baixo desenvolvimento tecnológico. Em comunidades afastadas e de baixa infraestrutura, pode representar um acesso a eletricidade e aquecimento doméstico com tecnologia mais tangível, em termos materiais e técnicos. Além disso, há possibilidade de produção de forma contínua, bem controlada e com relativa previsão, auxiliando no planejamento de instalações e demandas.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Outras sugestões de continuação ou complementação deste trabalho podem envolver estudos de caso, simulações e montagens experimentais, com as seguintes sugestões de variáveis ou linhas de orientação visando melhorias de eficiência na conversão da energia solar em eletricidade:

- Estudos de caso em outras regiões com maior ou menor irradiação anual;
- Estudo paramétrico com maximização de vazão no coletor solar e ciclo Rankine;
- Estudos envolvendo outros coletores do mercado;
- Estudo com inclinação e orientação variável dos coletores (*suntrack*);
- Estudo com outras potências de saída ou para aplicações específicas;
- Estudo com variações do ciclo Rankine;
- Estudo com outros ciclos de potência;
- Estudo integrando um módulo de refrigeração por absorção, trigeração;
- Análise econômica e financeira;
- Análise exergética;
- Estudo para simulação de sistemas fotovoltaicos térmicos PV-T (não disponível no SAM);

REFERÊNCIAS

ALIAHMADI, Mohammad; MOOSAVI, Ali; SADRHOSSEINI, Hani. Multi-objective optimization of regenerative ORC system integrated with thermoelectric generators for low-temperature waste heat recovery. **Energy Reports**, [s. l.], n. 7, p. 300-313, 2021.

ALTERNATE ENERGY TECHNOLOGIES. **AE - Series collectors**. [S. l.: s. n.], 2020. Disponível em: https://www.aetsolar.com/cfiles/dfiles/product_docs/AE-SERIES _Spec_Sheet.pdf. Acesso em: 5 jan. 2022.

ALVI, Jahan Zeb; FENG, Yongqiang; WANG, Qian; IMRAN, Muhammad; PEI, Gang. Effect of working fluids on the performance of phase change material storage based direct vapor generation solar organic Rankine cycle system. **Energy Reports**, [s. l.], n. 7, p. 348-361, 2021.

ALWAN , Naseer T.; SHCHEKLEIN, S.E.; ALI, Obed M. Experimental analysis of thermal performance for flat plate solar water collector in the climate conditions of Yekaterinburg, Russia. **Materials Today: Proceedings**, [s. l.], n. 42, p. 2076-2083, 2021.

BORGNAKKE, Claus; SONNTAG, Richard E. **Fundamentos da termodinâmica**. 7. ed. São Paulo: Blucher, 2009. ISBN 978-85-212-0490-9.

BOYAGHCHI, Fateme Ahmadi; HEIDARNEJAD, Parisa. Thermoeconomic assessment and multi objective optimization of a solar micro CCHP based on Organic Rankine Cycle for domestic application. **Energy Conversion and Management**, [s. l.], n. 97, p. 224-234, 2015.

BRASIL. Lei nº 12.212, de 20 de janeiro de 2010. Dispõe sobre a Tarifa Social de Energia Elétrica; altera as Leis nos 9.991, de 24 de julho de 2000, 10.925, de 23 de julho de 2004, e 10.438, de 26 de abril de 2002; e dá outras providências. **Diário Oficial da União**, Brasília, DF, 21 jan. 2010.

BRASIL, EPE - Empresa de Pesquisa Energética. **Balanço Energético Nacional 2021**: Relatório final ano base 2020. Rio de Janeiro: EPE, 2021a. Disponível em: https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-601/topico-596/BEN2021.pdf. Acesso em 11 out. 2021.

BRASIL, EPE - Empresa de Pesquisa Energética. **Balanço Energético Nacional 2021**: Relatório síntese ano base 2020. Rio de Janeiro: EPE, 2021b. Disponível em: https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-601/topico-588/BEN_S%C3%ADntese_2021_PT.pdf. Acesso em 11 out. 2021.

CALISE, Francesco; CAPUOZZO, Claudio; CAROTENUTO, Alberto; VANOLI, Laura. Thermoeconomic analysis and off-design performance of an organic Rankine cycle powered by medium-temperature heat sources. **Solar Energy**, [s. l.], n. 103, p. 595-609, 2014.

CHEN, Wei-Hsin; CHIOU, Yi-Bin; CHEIN, Rei-Yu; UAN, Jun-Yen; WANG, Xiao-Dong. Power generation of thermoelectric generator with plate fins for recovering low-temperature waste heat. **Applied Energy**, [s. l.], n. 306, 2022.

DARVISH, Kamyar; EHYAEI, Mehdi A.; ATABI, Farideh; ROSEN, Marc A. Selection of Optimum Working Fluid for Organic Rankine Cycles by Exergy and Exergy-Economic Analyses. **Sustainability**, [s. l.], n. 7, p. 15362-15383, 2015.

DE MAIO, Davide; D'ALESSANDRO, Carmine; CALDARELLI, Antonio; DE LUCA, Daniela; DI GENNARO, Emiliano; RUSSO, Roberto; MUSTO, Marilena. A Selective Solar Absorber for Unconcentrated Solar Thermal Panels. **Energies 2021**, [s. l.], v. 900, n. 14, 2021.

DUFFIE, John A.; BECKMAN, William A.; BLAIR, Nathan. **Solar Engineering of Thermal Processes, Photovoltaics and Wind**. 5. ed. Hoboken, New Jersey: Wiley, 2020. ISBN 9781119540281.

ECKERT, E. R. G.; SPARROW, E. M. Radiative heat exchange between surfaces with specular reflection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s. l.], v. 3, p. 42-54, 1961.

FISCHER, Y.R.; DUTRA, J.C.C.; ROHATGI, J. Thermodynamic modelling of a LiBr-H2O absorption chiller by improvement of characteristic equation method. **International Journal of Refrigeration**, [s. l.], n. 120, p. 420-429, 2020.

GARCIA-SAEZ, Irene; MENDEZ, Juan; ORTIZ , Carlos; LONCAR, Drazen; BECERRA, Jose A. Energy and economic assessment of solar Organic Rankine Cycle for combined heat and power generation in residential applications. **Renewable Energy**, [s. l.], n. 140, p. 461-476, 2019.

GEORGIOU, Loucas; SOULIOTIS, Manolis; PAPAEFTHIMIOU, Spiros; FOKAIDES, Paris A. Numerical simulation data of building integrated solar thermal collectors under diverse conditions. **Data in Brief**, [s. l.], n. 39, 2021.

HÆRVIG, J.; SØRENSEN, K.; CONDRA, T. J. Guidelines for optimal selection of working fluid for an organic Rankine cycle in relation to waste heat recovery. **Energy**, [s. l.], n. 96, p. 592-602, 2016.

HERATH, H.M.D.P.; WIJEWARDANE, M.A.; RANASINGHE, R.A.C.P.; JAYASEKERA, J.G.A.S. Working fluid selection of Organic Rankine Cycles. **Energy Reports**, [s. l.], n. 6, p. 680-686, 2020.

HOLLANDS, K. g. t. Directional Selectivity, Emittance, and Absorptance Properties of Vee Corrugated Specular Surfaces. **Solar Energy**, [s. l.], v. 7, n. 3, p. 108-116, 1963.

HORVATH, Julie A.; WEBB, Rebecca N. Experimental study of radiation absorption by minichannels of varying geometry. **Experimental Thermal and Fluid Science**, [s. l.], n. 44, p. 631-636, 2013.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P.; BERGMAN, Theodore L.; LAVINE, Adrienne S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. ISBN 978-85-216-1584-2.

KLEIN, S. A.; NELLIS, G.F. **Mastering EES**. Madison, WI: F-Chart Software, 2012.

KOMECO. **Aquecimento solar de água**. [S. l.: s. n.], 2021. Disponível em: https://www.komeco.com.br/wp-content/uploads/2021/05/WEB_Cat%C3%A1logo_Aquecedores-Solar_V1.pdf. Acesso em: 5 out. 2021.

KOMECO. **Manual do usuário e de instalação**: Sistema de aquecimento solar. [S. l.: s. n.], 2020. Disponível em: https://www.komeco.com.br/wp- content/uploads/ 2019/08/Manual_Solar_Padr%C3%A3o_PB-14.09.2020.pdf. Acesso em: 5 out. 2021.

LI, Shuai; LI, Weiyi. Thermo-economic optimization of solar organic Rankine cycle based on typical solar radiation year. **Energy Conversion and Management**, [s. l.], n. 169, p. 78-87, 2018.

LIMA, Thiago P.; DUTRA, Jose Carlos C.; PRIMO, Ana Rosa M.; ROHATGI, Janardan; OCHOA, Alvaro Antonio V. Solar water heating for a hospital laundry: A case study. **Solar Energy**, [s. l.], n. 122, p. 737-748, 2015.

LIU, Bo-Tau; CHIEN, Kuo-Hsiang; WANG, Chi-Chuan. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. **Energy**, [s. l.], n. 29, p. 1207-1217, 2004.

MACCHI, Ennio; ASTOLFI, Marco (ed.). **Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems**: Technologies and Applications. [S. l.]: Woodhead Publishing, 2017. ISBN 978-0-08-100510-1.

MAPA, Lidianne de P.P; MENDES, Bárbara de M.; BORTOLAIA, Luís A.; LEAL, Elisangela M. Study of the Project Parameters Influence in the Performance of Solar Collectors. **International Journal of Heat and Technology**, [s. l.], v. 37, n. 1, p. 313-321, 2019.

MEN, Yiyu; LIU, Xiaohua; ZHANG, Tao. A review of boiler waste heat recovery technologies in the medium-low temperature range. **Energy**, [s. l.], n. 237, 2021.

MIAO, Rui; HU, Xiaoou; YU, Yao; ZHANG, Yan; WOOD, Mark; OLSON, Gaylord. Experimental study of a newly developed dual-purpose solar thermal collector for heat and cold collection. **Energy & Buildings**, [s. l.], n. 252, 2021.

OMER, Ali; NDIRITU, Hiram; WANJII, Stephen. V-groove Absorber Plate Design Investigation for Flat Plate Solar Collector Using Numerical Simulation. **Journal of Sustainable Research in Engineering**, [s. l.], v. 5, n. 3, p. 128-137, 2020.

OYEKALE, Joseph; HEBERLE, Florian; PETROLLESE, Mario; BRÜGGEMANN, Dieter; CAU, Giorgio. Biomass retrofit for existing solar organic Rankine cycle power

plants: Conceptual hybridization strategy and techno-economic assessment. **Energy Conversion and Management**, [s. l.], n. 196, p. 831-845, 2019.

PEREIRA, E. B.; MARTINS, F. R.; GONÇALVES, A. R.; COSTA, R. S.; LIMA, F. L.; RÜTHER, R.; ABREU, S. L.; TIEPOLO, G. M.; PEREIRA, S. V.; SOUZA, J. G. **Atlas brasileiro de energia solar**. 2.ed. São José dos Campos: INPE, 2017. 80p. Disponível em: http://doi.org/10.34024/978851700089. Acesso em: 11 out. 2021.

RUBBI, Fazlay; DAS, Likhan; HABIB, Khairul; ASLFATTAH, Navid; SAIDUR, R.; RAHMAN, Md Tauhidur. State-of-the-art review on water-based nanofluids for low temperature solar thermal collector application. **Solar Energy Materials and Solar Cells**, [s. l.], n. 230, 2021.

SAM - System Advisor Model. Version 2020.2.29, 64 bit, updated to revision 3. [S. l.]: National Renewable Energy Laboratory, 2020. Disponível em: https://sam.nrel.gov/. Acesso em: 1 ago. 2020.

SAGAN, Carl. **Cosmos**. [S. l.: s. n.], 1980.

SHARMA, Divya; MEHRA, Rajesh; RAJ, Balwinder. Comparative analysis of photovoltaic technologies for high efficiency solar cell design. **Superlattices and Microstructures**, [s. l.], n. 153, 2021.

SILVA, A. C. G. C.; DUTRA, J. C. C.; HENRIQUEZ, J. R.; MICHALEWICZ, J. S.; SOARES, R. R. MODELO DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA PARA SISTEMAS DE AQUECIMENTO DE ÁGUA UTILIZANDO ENERGIA SOLAR. **II Congresso Brasileiro de Energia Solar**: III Conferência Regional Latino-Americana da ISES, Florianópolis, SC, 2008.

SILVA, H.C.N.; DUTRA, J.C.C.; COSTA, J.A.P.; OCHOA, A.A.V.; DOS SANTOS, C.A.C. Modeling and simulation of cogeneration systems for buildings on a university campus in Northeast Brazil – A case study. **Energy Conversion and Management**, [s. l.], n. 186, p. 334-348, 2019.

SPARROW, E. M.; GREGG, J. l.; SZEL, J. V.; MANOS, P. Analysis, results, and interpretation for radiation between some simply-arranged gray surfaces. **ASME Journal of Heat Transfer**, [s. l.], p. 207-214, 1961.

SRCC - SOLAR RATING & CERTIFICATION CORPORATION. **OG-100 Certified Solar Thermal Collector Directory**. [S. l.], 2019. Disponível em: https://secure.solar-rating.org/Certification/Ratings/RatingsSummaryPage.aspx?type=1. Acesso em: 11 out. 2021.

SUNMAXX SOLAR. **PRODUCT DATA SHEET: TitanPower-ALDH 29-V3**. [S. l.: s. n.], 2020. Disponível em: https://www.sunmaxxsolar.com/wp-content/uploads/2020/08/DataSheet-TitanPowerPlus-ALDH29-V3.pdf. Acesso em: 5 jan. 2022.

SUNRAIN. **Solar collector**: Heat pipe collector R1. [S. l.: s. n.], 2020. Disponível em: https://en.sunrain.com/heat-pipe-collector-R1-pd45081515.html. Acesso em: 5 out. 2021.

TABOR, H.; HARRIS, J.; WEINBERGER, H.; DORON, B. FURTHER STUDIES ON SELECTIVE BLACK COATINGS. **United Nations Conference on new sources of energy**: Solar energy, wind power and geothermal energy, [s. l.], n. 35/S/46, 1961.

THERMAN'S. **Aquecedor elétrico por acumulação**. [S. l.: s. n.], 2021. Disponível em: https://itthermans.com.br/aquecedor-eletrico-por-acumulacao/. Acesso em: 5 out. 2021.

TOPSFLO. **Brushless DC Centrifugal Pumps, Special Pumps**: Solar Hot Water Circulating Pump TD5. [S. l.: s. n.], 2017. Disponível em: http://www.topsflo.com /special-pumps/td5-solar-pump.html. Acesso em: 21 jun. 2021.

TUNCER, Azim Doğuş; SÖZEN, Adnan; KHANLARI, Ataollah; AMINI, Ali; ŞIRIN, Ceylin. Thermal performance analysis of a quadruple-pass solar air collector assisted pilot-scale greenhouse dryer. **Solar Energy**, [s. l.], n. 203, p. 304-316, 2020.

TVP SOLAR. **Product Datasheet**: MT-Power: Thermal Applications 100°C To 180°C. [S. l.: s. n.], 2017. Disponível em: https://www.tvpsolar.com/attach/MT-Power%20 Datasheet%20(v4%20SK).pdf. Acesso em: 28 out. 2021.

U.S. DEPARTMENT OF ENERGY (Estados Unidos). NREL - National Renewable Energy Laboratory. **System Advisor Model (SAM)**. [S. l.], 2020b. Disponível em: https://sam.nrel.gov/download.html. Acesso em: 4 ago. 2020.

U.S. DEPARTMENT OF ENERGY (Estados Unidos). NREL - National Renewable Energy Laboratory. **NSRDB**: National Solar Radiation Database. [S. l.], 2020a. Disponível em: https://nsrdb.nrel.gov/. Acesso em: 5 jan. 2021.

VIVIAN, Jacopo; MANENTE, Giovanni; LAZZARETTO, Andrea. A general framework to select working fluid and configuration of ORCs for low-to-medium temperature heat sources. **Applied Energy**, [s. l.], n. 156, p. 727-746, 2015.

WANG, Dengjia; MO, Zhelong; LIU, Yanfeng; REN, Yuchao; FAN, Jianhua. Thermal performance analysis of large-scale flat plate solar collectors and regional applicability in China. **Energy**, [s. l.], n. 238, 2022.

WILEY. **SETP5 LIB**. [S. l.], 2021. EES Library. Disponível em: https://bcs.wiley.com/he-bcs/Books?action=resource&bcsId=11737&itemId=1119540283&resourceId=46726. Acesso em: 4 ago. 2020.

WYMAN, Oliver. Financing the transition to a net-zero future: World Economic Forum. Insight Report October 2021, 2021. Disponível em: https://www3.weforum.org/docs/WEF_Financing_the_Transition_to_a_Net_Zero_Future_2021.pdf. Acesso em: 5 mai. 2022.

XU, Z.Y.; WANG, R.Z.; YANG, Chun. Perspectives for low-temperature waste heat recovery. **Energy**, [s. l.], n. 176, p. 1037-1043, 2019.

YANG, Jingze; LI, Jian; YANG, Zhen; DUAN, Yuanyuan. Thermodynamic analysis and optimization of a solar organic Rankine cycle operating with stable output. **Energy Conversion and Management**, [s. l.], n. 187, p. 459-471, 2019.

YU, Haoshui; FENG, Xiao; WANG, Yufei. A new pinch based method for simultaneous selection of working fluid and operating conditions in an ORC (Organic Rankine Cycle) recovering waste heat. **Energy**, [s. l.], n. 90, p. 36-46, 2015.

YU, Haoshui; GUNDERSEN, Truls; FENG, Xiao. Process integration of organic Rankine cycle (ORC) and heat pump for low temperature waste heat recovery. **Energy**, [s. l.], n. 160, p. 330-340, 2018.

ZAIRI, Abdellatif; MOKHTARI, Abderrahmane Mejedoub; MENHOUDJ, Sayeh; HAMMOU, Yamna; DEHINA, Karim; BENZAAMA, Mohammed-Hichem. Study of the energy performance of a combined system: Solar thermal collector – Storage tank – Floor heating, for the heating needs of a room in Maghreb climate. **Energy & Buildings**, [s. l.], n. 252, 2021.

ZHANG, Xu; BAI, Hao; ZHAO, Xiancong; DIABAT, Ali; ZHANG, Jian; YUAN, Huanmei; ZHANG, Zefei. Multi-objective optimisation and fast decision-making method for working fluid selection in organic Rankine cycle with low-temperature waste heat source in industry. **Energy Conversion and Management**, [s. l.], n. 172, p. 200-211, 2018.

APÊNDICE A – DADOS DE SIMULAÇÔES COM V-GROOVE

OLIVEIRA, Manuel; CHARAMBA DUTRA, José Carlos. **A Comparative Study on Improving the Efficiency of a Commercial Flat Plate Solar Collector Using a V-Corrugated Absorber**: Datasets and Supplementary Materials. Version 2. [S. l.], 2022. Disponível em: https://data.mendeley.com/datasets/xgb7tdm8hx/2. Acesso em: 30 jun. 2022.

APÊNDICE B – DESCRITIVO DE VARIÁVEIS E UNIDADES CONSIDERADAS

Variável	Descritivo	Unidade
A_c	Área do coletor	m²
A_i	Área de duto na entrada do coletor	m²
A_o	Área de duto na saída do coletor	m²
b_o	Índice modificador de ângulo	-
C_p	Calor específico a pressão constante	J/kg-K
d	Diâmetro	m
F’	Fator de eficiência do coletor	-
F_R	Fator de remoção de calor do coletor	-
g	Aceleração da gravidade	m/s²
G_T	Radiação solar total	W/m²
h	Entalpia do estado	kJ/kg
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção	W/m²-K
H	Altura	m
h_r	Coeficiente de transferência de calor por radiação	W/m²-K
I	Radiação horária na superfície horizontal	W-h/m²
I_b	Radiação direta horária	W-h/m²
I_d	Radiação difusa horária	W-h/m²
k	Condutividade térmica do material	W/m-K
$K\tau\alpha$	Modificador de ângulo de incidência	-
L	Comprimento característico	m
$\dot{m}$	Vazão de fluido	m³/s
Nu_D	Número de Nusselt	-
P	Pressão	Pa
q_h	Calor transferido da fonte quente	kJ/kg
Q_U	Calor útil transferido ao fluido do coletor	kJ
r	Fator de correção de vazão	-
r	Raio	M
R	Resistência térmica	K/W
Ra_D	Número de Rayleigh	-
R_b	Fator geométrico	-

S	Energia absorvida pela superfície do coletor	W-h/m²
T_a	Temperatura ambiente	C
T_f	Temperatura do sumidouro térmico frio	C
T_f	Temperatura de filme	K
T_i	Temperatura de entrada do coletor	C
T_q	Temperatura da fonte quente	C
T_s	Temperatura da superfície	K
T_{viz}	Temperatura da vizinhança	K
U_b	Coeficiente global de perdas pelo fundo do coletor	W/m²-K
U_d	Coeficiente global de transferência de calor do duto	W/m²-K
U_e	Coeficiente global de perdas pelas laterais do coletor	W/m²-K
U_L	Coeficiente global de transferência de calor do coletor	W/m²-K
U_t	Coeficiente global de perdas pelo topo do coletor	W/m²-K
V	Volume	m³
V	Vazão mássica	kg/h
V_W	Velocidade do vento	m/s
W	Potência ou trabalho	kW
w_b	Trabalho da bomba	kJ/kg
w_{liq}	Trabalho líquido do ciclo	kJ/kg
w_t	Trabalho da turbina	kJ/kg
α	Absortividade	-
	Difusividade térmica	m²/s
α_s	Ângulo de altitude solar	º
β	Ângulo de inclinação do coletor	º
β_{ar}	Coeficiente de expansão volumétrica térmica	K^{-1}
γ	Ângulo de azimute do coletor	º
γ_s	Ângulo de azimute solar	º
ϵ	Emissividade	-
$\eta_{termico}$	Eficiência térmica do ciclo	-
η_b	Eficiência da bomba	-
η_t	Eficiência da turbina	-
θ	Ângulo de incidência	º

θ_z	Ângulo de zênite	º
ν	Viscosidade cinemática	m²/s
ρ	Massa específica	kg/m³
ρ	Refletividade	-
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	W/m²-K^4
τ	Transmissividade	-
ϕ	Latitude	º

ANEXO A – CERTIFICADOS DE VALIDAÇÃO

Certificado de testes de validação: Alternate Energy - AE-21

OG-100 ICC-SRCC™ CERTIFIED SOLAR COLLECTOR # 10001940

SOLAR RATING & CERTIFICATION CORPORATION

Supplier:
Alternate Energy Technologies
1345 Energy Cove Court
Green Cove Springs, FL 32043 USA
www.aetsolar.com

Reference Standard:
ICC 901/SRCC Standard 100-2015

Brand:	Alternate Energy
Model:	AE-21
Collector Type:	Glazed Flat Plate
Certification #:	10001940
Original Certification:	December 12, 2014
Renewal Expiration Date:	November 01, 2021

Certifications must be renewed annually.

This solar collector has been evaluated and certified by the Solar Rating & Certification Corporation™ (ICC-SRCC™), an ISO/IEC 17065 accredited and EPA recognized Certification Body, in accordance with the SRCC OG-100 Certification Program, as defined in SRCC OG-100, Operating Guidelines and Minimum Standards for Certifying Solar Collectors. This award of certification is subject to all terms and conditions of the current OG-100 Program Agreement and the documents incorporated therein by reference. This document must be reproduced in its entirety.

COLLECTOR THERMAL PERFORMANCE RATINGS

Kilowatt-hours (thermal) Per Panel Per Day				Thousands of Btu Per Panel Per Day			
Climate -> Category (Ti-Ta)	High Radiation (6.3 kWh/m².day)	Medium Radiation (4.7 kWh/m².day)	Low Radiation (3.1 kWh/m².day)	Climate -> Category (Ti-Ta)	High Radiation (2000 Btu/ft².day)	Medium Radiation (1500 Btu/ft².day)	Low Radiation (1000 Btu/ft².day)
A (-5 °C)	8.8	6.7	4.6	A (-9 °F)	30.1	22.9	15.6
B (5 °C)	7.7	5.6	3.5	B (9 °F)	26.4	19.1	11.9
C (20 °C)	6.1	4.0	2.0	C (36 °F)	20.8	13.7	6.7
D (50 °C)	3.1	1.3	0.0	D (90 °F)	10.5	4.3	0.0
E (80 °C)	0.5	0.0	0.0	E (144 °F)	1.8	0.0	0.0

A- Pool Heating (Warm Climate) **B**- Pool Heating (Cool Climate) **C**- Water Heating (Warm Climate) **D**- Space & Water Heating (Cool Climate) **E**- Commercial Hot Water & Cooling

TECHNICAL RESULTS				**Tested in accordance with:** ISO 9806:1994			
ISO Efficiency Equation [NOTE: Based on gross area and (P)=Ti-Ta]							
SI UNITS:	η= 0.740 - 5.18920(P/G) - 0.01910(P²/G)			**Y Intercept:**	0.749	**Slope:**	-6.159 W/m².°C
IP UNITS:	η= 0.740 - 0.91456(P/G) - 0.00187(P²/G)			**Y Intercept:**	0.749	**Slope:**	-1.086 Btu/hr.ft².°F
Incident Angle Modifier							
θ	10^0	20^0	30^0	40^0	50^0	60^0	70^0
Kτα	1.00	1.00	0.99	0.97	0.93	0.79	
Impact Safety Rating: 11							

COLLECTOR SPECIFICATIONS					
Gross Area:	1.932 m²	20.80 ft²	**Dry Weight:**	33.6 kg	74.0 lb
Net Aperture Area:	1.783 m²	19.19 ft²	**Fluid Capacity:**	2.7 liter	0.7 gal
REMARKS:					

Shawn Martin

Technical Director

Print Date: August 27, 2021 Page 1 of 4
Please verify certification is active on the SRCC website www.solar-rating.org.
© Solar Rating & Certification Corporation™ (ICC-SRCC) 3060 Saturn Street, Suite 100, Brea, CA 92821

Certificado de testes de validação: Sunda - SEIDO 1-16

OG-100 ICC-SRCC™ CERTIFIED SOLAR COLLECTOR # 10002016

SOLAR RATING & CERTIFICATION CORPORATION

Supplier:
Beijing Sunda Solar Energy Technology Co Ltd
No.3 Huayuan Road
Haidian District
Beijing, 100191 China
www.sundasolar.com

Reference Standard:
SRCC Standard 100-2014-07

Brand:	SUNDA
Model:	SEIDO1-16
Collector Type:	Tubular
Certification #:	10002016
Original Certification:	July 21, 2016
Renewal Expiration Date:	April 01, 2022

Certifications must be renewed annually.

This solar collector has been evaluated and certified by the Solar Rating & Certification Corporation™ (ICC-SRCC™), an ISO/IEC 17065 accredited and EPA recognized Certification Body, in accordance with the SRCC OG-100 Certification Program, as defined in SRCC OG-100, Operating Guidelines and Minimum Standards for Certifying Solar Collectors. This award of certification is subject to all terms and conditions of the current OG-100 Program Agreement and the documents incorporated therein by reference. This document must be reproduced in its entirety.

COLLECTOR THERMAL PERFORMANCE RATINGS

Kilowatt-hours (thermal) Per Panel Per Day				Thousands of Btu Per Panel Per Day			
Climate -> / Category (Ti-Ta)	High Radiation (6.3 kWh/m².day)	Medium Radiation (4.7 kWh/m².day)	Low Radiation (3.1 kWh/m².day)	Climate -> / Category (Ti-Ta)	High Radiation (2000 Btu/ft².day)	Medium Radiation (1500 Btu/ft².day)	Low Radiation (1000 Btu/ft².day)
A (-5 °C)	11.6	8.6	5.6	A (-9 °F)	39.7	29.3	19.1
B (5 °C)	11.0	8.0	5.0	B (9 °F)	37.7	27.3	17.1
C (20 °C)	10.0	7.0	4.0	C (36 °F)	34.1	23.8	13.7
D (50 °C)	7.6	4.6	1.9	D (90 °F)	26.1	15.8	6.4
E (80 °C)	4.8	2.1	0.1	E (144 °F)	16.3	7.1	0.5

A- Pool Heating (Warm Climate) **B**- Pool Heating (Cool Climate) **C**- Water Heating (Warm Climate) **D**- Space & Water Heating (Cool Climate) **E**- Commercial Hot Water & Cooling

TECHNICAL RESULTS					**Tested in accordance with:** ISO 9806:2013 with Class B & C exposure			
ISO Efficiency Equation [NOTE: Based on gross area and (P)=Ti-Ta]								
SI UNITS:	η= 0.524 - 1.48910(P/G) - 0.01000(P²/G)			**Y Intercept:**	0.526	**Slope:**	-1.959 W/m².°C	
IP UNITS:	η= 0.524 - 0.26244(P/G) - 0.00098(P²/G)			**Y Intercept:**	0.526	**Slope:**	-0.345 Btu/hr.ft².°F	
Incident Angle:	θ	10^0	20^0	30^0	40^0	50^0	60^0	70^0
Transverse IAM:	**Kτα**	0.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.00	
Longitudinal IAM:	**Kτα**		0.99	0.99	0.99	0.98	0.93	

COLLECTOR SPECIFICATIONS					
Gross Area:	4.090 m²	44.02 ft²	**Dry Weight:**	100.0 kg	220.5 lb
Net Aperture Area:	2.900 m²	31.22 ft²	**Fluid Capacity:**	1.0 liter	0.3 gal
REMARKS:					

Shawn Martin
Technical Director

Please verify certification is active on the SRCC website www.solar-rating.org.
© Solar Rating & Certification Corporation™ (ICC-SRCC) 3060 Saturn Street, Suite 100, Brea, CA 92821

Certificado de testes de validação: Sunrain - TZ58/1800-30R

OG-100 ICC-SRCC™ CERTIFIED SOLAR COLLECTOR # 2009042B

SOLAR RATING & CERTIFICATION CORPORATION

Supplier:
Jiangsu Sunrain Solar Energy Co. Ltd.
No. 199, Yingzhou Road
Lianyungang City, JIANGSU PROVINCE 222000
China
www.sunrain.com

Reference Standard:
SRCC Standard 100-2008-02

Brand:	Sunrain
Model:	TZ58/1800-30R
Collector Type:	Tubular
Certification #:	2009042B
Original Certification:	October 18, 2010
Renewal Expiration Date:	May 01, 2022

Certifications must be renewed annually.

This solar collector has been evaluated and certified by the Solar Rating & Certification Corporation™ (ICC-SRCC™), an ISO/IEC 17065 accredited and EPA recognized Certification Body, in accordance with the SRCC OG-100 Certification Program, as defined in SRCC OG-100, Operating Guidelines and Minimum Standards for Certifying Solar Collectors. This award of certification is subject to all terms and conditions of the current OG-100 Program Agreement and the documents incorporated therein by reference. This document must be reproduced in its entirety.

COLLECTOR THERMAL PERFORMANCE RATINGS

Kilowatt-hours (thermal) Per Panel Per Day				Thousands of Btu Per Panel Per Day			
Climate -> / Category (Ti-Ta)	High Radiation (6.3 kWh/m².day)	Medium Radiation (4.7 kWh/m².day)	Low Radiation (3.1 kWh/m².day)	Climate -> / Category (Ti-Ta)	High Radiation (2000 Btu/ft².day)	Medium Radiation (1500 Btu/ft².day)	Low Radiation (1000 Btu/ft².day)
A (-5 °C)	14.2	10.7	7.1	A (-9 °F)	48.4	36.4	24.4
B (5 °C)	13.8	10.3	6.8	B (9 °F)	47.2	35.2	23.1
C (20 °C)	12.9	9.4	5.9	C (36 °F)	44.1	32.1	20.1
D (50 °C)	10.3	6.8	3.4	D (90 °F)	35.2	23.3	11.5
E (80 °C)	6.5	3.4	0.5	E (144 °F)	22.1	11.5	1.7

A- Pool Heating (Warm Climate) **B**- Pool Heating (Cool Climate) **C**- Water Heating (Warm Climate) **D**- Space & Water Heating (Cool Climate) **E**- Commercial Hot Water & Cooling

TECHNICAL RESULTS					**Tested in accordance with:**			
ISO Efficiency Equation [NOTE: Based on gross area and (P)=Ti-Ta]								
SI UNITS:	η= 0.398 - 0.62210(P/G) - 0.01611(P²/G)				**Y Intercept:**	0.406	**Slope:**	-1.753 W/m².°C
IP UNITS:	η= 0.398 - 0.10964(P/G) - 0.00158(P²/G)				**Y Intercept:**	0.406	**Slope:**	-0.309 Btu/hr.ft².°F
Incident Angle:	θ	10^0	20^0	30^0	40^0	50^0	60^0	70^0
Transverse IAM:	**Kτα**	1.02	1.07	1.16	1.29	1.45	1.54	0.96
Longitudinal IAM:	**Kτα**	-	-	-	-	-	-	-

COLLECTOR SPECIFICATIONS					
Gross Area:	5.241 m²	56.42 ft²	**Dry Weight:**	114.0 kg	251.3 lb
Net Aperture Area:	2.983 m²	32.11 ft²	**Fluid Capacity:**	2.4 liter	0.6 gal
REMARKS:					

Shawn Martin

Technical Director

Print Date: August 27, 2021 Page 1 of 5
Please verify certification is active on the SRCC website www.solar-rating.org.
© Solar Rating & Certification Corporation™ (ICC-SRCC) 3060 Saturn Street, Suite 100, Brea, CA 92821

Certificado de testes de validação: TitanPowerPlus - TitanPowerPlus-ALDH29-V3

OG-100 ICC-SRCC™ CERTIFIED SOLAR COLLECTOR # 10002034

ICC-SRCC
SOLAR RATING & CERTIFICATION CORPORATION

Supplier:
SunMaxx Solar LLC
2917 State Highway 7
Bainbridge, NY 13733 USA
www.sunmaxxsolar.com

Reference Standard:
SRCC Standard 100-2014-07

Brand:	TitanPowerPlus
Model:	TitanPowerPlus-ALDH29-V3
Collector Type:	Glazed Flat Plate
Certification #:	10002034
Original Certification:	November 21, 2016
Renewal Expiration Date:	May 01, 2022

Certifications must be renewed annually.

This solar collector has been evaluated and certified by the Solar Rating & Certification Corporation™ (ICC-SRCC™), an ISO/IEC 17065 accredited and EPA recognized Certification Body, in accordance with the SRCC OG-100 Certification Program, as defined in SRCC OG-100, Operating Guidelines and Minimum Standards for Certifying Solar Collectors. This award of certification is subject to all terms and conditions of the current OG-100 Program Agreement and the documents incorporated therein by reference. This document must be reproduced in its entirety.

COLLECTOR THERMAL PERFORMANCE RATINGS

Kilowatt-hours (thermal) Per Panel Per Day				Thousands of Btu Per Panel Per Day			
Climate -> / Category (Ti-Ta)	High Radiation (6.3 kWh/m².day)	Medium Radiation (4.7 kWh/m².day)	Low Radiation (3.1 kWh/m².day)	Climate -> / Category (Ti-Ta)	High Radiation (2000 Btu/ft².day)	Medium Radiation (1500 Btu/ft².day)	Low Radiation (1000 Btu/ft².day)
A (-5 °C)	12.9	9.5	6.6	A (-9 °F)	44.1	32.5	22.4
B (5 °C)	11.5	8.5	5.6	B (9 °F)	39.2	29.1	18.9
C (20 °C)	9.8	6.9	4.0	C (36 °F)	33.5	23.6	13.7
D (50 °C)	6.6	3.8	1.3	D (90 °F)	22.4	13.1	4.4
E (80 °C)	3.4	1.2	0.0	E (144 °F)	11.7	4.1	0.0

A- Pool Heating (Warm Climate) **B**- Pool Heating (Cool Climate) **C**- Water Heating (Warm Climate) **D**- Space & Water Heating (Cool Climate) **E**- Commercial Hot Water & Cooling

TECHNICAL RESULTS				**Tested in accordance with:** ISO 9806:2013			
ISO Efficiency Equation [NOTE: Based on gross area and (P)=Ti-Ta]							
SI UNITS:	η= 0.737 - 3.40000(P/G) - 0.01400(P²/G)			**Y Intercept:**	0.747	**Slope:**	-4.380 W/m².°C
IP UNITS:	η= 0.737 - 0.59922(P/G) - 0.00137(P²/G)			**Y Intercept:**	0.747	**Slope:**	-0.772 Btu/hr.ft².°F
Incident Angle Modifier							
θ	10^0	20^0	30^0	40^0	50^0	60^0	70^0
Kτα	1.00	0.99	0.98	0.96	0.92	0.85	0.72
Impact Safety Rating: 11							

COLLECTOR SPECIFICATIONS					
Gross Area:	2.740 m²	29.49 ft²	**Dry Weight:**	42.0 kg	92.6 lb
Net Aperture Area:	2.500 m²	26.91 ft²	**Fluid Capacity:**	1.9 liter	0.5 gal
REMARKS:					

Shawn Martin
Technical Director

Print Date: October 20, 2021 Page 1 of 5
Please verify certification is active on the SRCC website www.solar-rating.org.
© Solar Rating & Certification Corporation™ (ICC-SRCC) 3060 Saturn Street, Suite 100, Brea, CA 92821

Certificado de testes de validação: TVP Solar - MT-Power v4

OG-100 ICC-SRCC™ CERTIFIED SOLAR COLLECTOR # 10002057

SOLAR RATING & CERTIFICATION CORPORATION

Supplier:
TVP Solar
Rue du Pré-de-la-Fontaine 10
Satigny Business Park
Satigny, GENEVA 1242 Switzerland

Reference Standard:
ICC 901/SRCC Standard 100-2015

Brand:	MT-Power
Model:	v4
Collector Type:	Glazed Flat Plate
Certification #:	10002057
Original Certification:	November 14, 2017
Renewal Expiration Date:	November 01, 2021

Certifications must be renewed annually.

This solar collector has been evaluated and certified by the Solar Rating & Certification Corporation™ (ICC-SRCC™), an ISO/IEC 17065 accredited and EPA recognized Certification Body, in accordance with the SRCC OG-100 Certification Program, as defined in SRCC OG-100, Operating Guidelines and Minimum Standards for Certifying Solar Collectors. This award of certification is subject to all terms and conditions of the current OG-100 Program Agreement and the documents incorporated therein by reference. This document must be reproduced in its entirety.

COLLECTOR THERMAL PERFORMANCE RATINGS

Kilowatt-hours (thermal) Per Panel Per Day				Thousands of Btu Per Panel Per Day			
Climate -> Category (Ti-Ta)	High Radiation (6.3 kWh/m².day)	Medium Radiation (4.7 kWh/m².day)	Low Radiation (3.1 kWh/m².day)	Climate -> Category (Ti-Ta)	High Radiation (2000 Btu/ft².day)	Medium Radiation (1500 Btu/ft².day)	Low Radiation (1000 Btu/ft².day)
A (-5 °C)	8.6	6.4	4.2	A (-9 °F)	29.2	21.8	14.5
B (5 °C)	8.4	6.3	4.1	B (9 °F)	28.8	21.4	14.1
C (20 °C)	8.2	6.0	3.9	C (36 °F)	28.0	20.6	13.3
D (50 °C)	7.6	5.4	3.3	D (90 °F)	25.8	18.5	11.1
E (80 °C)	6.7	4.6	2.6	E (144 °F)	22.9	15.8	9.0

A- Pool Heating (Warm Climate) **B**- Pool Heating (Cool Climate) **C**- Water Heating (Warm Climate) **D**- Space & Water Heating (Cool Climate) **E**- Commercial Hot Water & Cooling

TECHNICAL RESULTS				**Tested in accordance with:** ISO 9806:2013			
ISO Efficiency Equation [NOTE: Based on gross area and (P)=Ti-Ta]							
SI UNITS:	η= 0.729 - 0.55610(P/G) - 0.00610(P²/G)			**Y Intercept:**	0.745	**Slope:**	-1.455 W/m².°C
IP UNITS:	η= 0.729 - 0.09801(P/G) - 0.00060(P²/G)			**Y Intercept:**	0.745	**Slope:**	-0.256 Btu/hr.ft².°F
Incident Angle Modifier							
θ	10^0	20^0	30^0	40^0	50^0	60^0	70^0
Kτα	1.00	0.99	0.99	0.97	0.94	0.88	0.71
Impact Safety Rating: 2							

COLLECTOR SPECIFICATIONS					
Gross Area:	1.960 m²	21.10 ft²	**Dry Weight:**	53.0 kg	116.8 lb
Net Aperture Area:	1.830 m²	19.70 ft²	**Fluid Capacity:**	1.4 liter	0.4 gal
REMARKS:					

Shawn Martin
Technical Director

Print Date: August 26, 2021 Page 1 of 5
Please verify certification is active on the SRCC website www.solar-rating.org.
© Solar Rating & Certification Corporation™ (ICC-SRCC) 3060 Saturn Street, Suite 100, Brea, CA 92821