

LETÍCIA FRITZ HENRIQUE

OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA CCHP COM CPV/T EM COMPARAÇÃO COM O SISTEMA PV CONVENCIONAL EM UM HOTEL COM CENÁRIOS DE INCERTEZAS

NITERÓI, RJ 2020

UNIVERSIDADE FEDERAL FLUMINENSE LETÍCIA FRITZ HENRIQUE

OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA CCHP COM CPV/T EM COMPARAÇÃO COM O SISTEMA PV CONVENCIONAL EM UM HOTEL COM CENÁRIOS DE INCERTEZAS

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica e de Telecomunicações da Universidade Federal Fluminense como requisito parcial para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Elétrica e de Telecomunicações.

Área de concentração: Sistemas de Energia Elétrica.

Orientador: Prof. Dr. Bruno Soares Moreira Cesar Borba

NITERÓI, RJ 2020

Ficha catalográfica automática - SDC/BEE Gerada com informações fornecidas pelo autor

H5180 Henrique, Letícia Fritz OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA CCHP COM CPV/T EM COMPARAÇÃO COM O SISTEMA PV CONVENCIONAL EM UM HOTEL COM CENÁRIOS DE INCERTEZAS / Letícia Fritz Henrique ; Bruno Soares Moreira Cesar Borba, orientador. Niterói, 2020. 97 f. : il.
Dissertação (mestrado)-Universidade Federal Fluminense, Niterói, 2020.
DOI: http://dx.doi.org/10.22409/PPGEET.2020.m.14551689718
1. Geração distribuída. 2. Programação não linear. 3. Concentrador fotovoltaico/térmico. 4. Produção intelectual. I. Borba, Bruno Soares Moreira Cesar, orientador. II. Universidade Federal Fluminense. Escola de Engenharia. III. Título.

Bibliotecário responsável: Sandra Lopes Coelho - CRB7/3389

LETÍCIA FRITZ HENRIQUE

"Otimização do Sistema CCHP com CPV/T em Comparação com o Sistema PV Convencional em um Hotel com Cenários de Incertezas"

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica e de Telecomunicações da Universidade Federal Fluminense como requisito parcial para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Elétrica e de Telecomunicações. Niterói, 5 de março de 2020.

BANCA EXAMINADORA

V1 Prof. D.Sc. Bruno Soares Moreira Cesar Borba - Orientador Universidade Federal Fluminonse - UFF Prof. D.Sc. Daniel Henrique Nogueira Dias Universidade Federal Fluminense - UFF Bunes & Dias **Prof. D.Sc. Bruno Henriques Dias** Universidade Federal de Juiz de Fora - UFJF Khong C Prof. D.Sc. Diego Cunha Malagueta Universidade Federal do Rio de Janeiro - UFRJ

Dedico este trabalho à Deus, ao meu pai (*in memoriam*) e ao meu avô (*in memoriam*) que me mostraram o valor da perseverança e esperança dentre os momentos mais difíceis e belos da vida.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à Deus, em primeiro lugar, por minha vida e saúde, por me dar força e motivação em toda a minha trajetória dentro e fora da Engenharia Elétrica. Agradeço também aos meus pais, Sérgio e Maurinéa, e ao meu irmão, Felipe, por todo apoio e compreensão concedidos a mim durante toda minha vida. Meu amor por eles não pode ser expresso em palavras. Agradeço também à toda minha família e grandes amigos, de forma geral, por me trazer felicidade, conselhos e conforto durante minha caminhada pela vida acadêmica.

Agradeço ao meu orientador Bruno S. M. C. Borba e ao meu coorientador não oficial Diego C. Malagueta, por acreditar na minha capacidade para realizar esse trabalho e por toda paciência e parceria depositadas a mim ao longo desse trabalho. A acessibilidade e o tempo que eles dedicaram no desenvolvimento dessa dissertação foi fundamental.

Agradeço a todos que contribuíram com ideias e informações para agregar no conteúdo deste trabalho, em especial Matheus Almeida da UFRJ de Macaé pela ajuda com as equações de mecânica dos fluidos e transferência de calor, Tiago Abud pelas conversas estatística e Leonardo Bitencourt pelas ideias na implementação computacional.

Agradeço aos colegas, amigos e professores do Núcleo de Inovação Tecnológica em Engenharia Elétrica – NITEE, que durante todo o período do meu programa de mestrado tornaram esse ambiente de trabalho e pesquisa um lugar agradável para obter e trocar conhecimentos, motivando o desenvolvimento de estudos de qualidade.

"Só existem dois dias no ano que nada pode ser feito. Um se chama ontem e o outro se chama amanhã, portanto hoje é o dia certo para amar, acreditar, fazer e principalmente viver." Dalai Lama

RESUMO

Este trabalho propõe um modelo de otimização para o dimensionamento de um sistema composto por placas fotovoltaicas e para o dimensionamento de um sistema que combina eletricidade, aquecimento e refrigeração (Combined Cooling, Heating and Power - CCHP), composto pela tecnologia de módulos concentrador fotovoltaico/térmico (CPV/T). No sistema CCHP o CPV/T é modelado para operar em conjunto com um chiller de absorção e um reservatório de água quente para atender a carga de hotéis típicos da cidade do Rio de Janeiro. As demandas elétrica, de refrigeração e água quente do hotel são consideradas em um cenário de incerteza minuto a minuto ao longo de um ano através da simulação de Monte Carlo. A otimização do sistema é desenvolvida em 12 hotéis hipotéticos típicos, visando maximizar o Valor Uniforme Anual Equivalente (VAUE) de cada sistema analisado através da programação não linear, pela técnica BONMIN. Nesse modelo as variáveis de decisão para o sistema CCHP são o número de módulos CPV/Ts e a capacidade do reservatório de água quente, para o sistema fotovoltaico convencional, a variável de decisão é o número de placas a serem instaladas. O modelo proposto da tecnologia CPV/T envolve um processo iterativo das equações da termodinâmica para identificar a temperatura e a vazão mássica do fluido refrigerante e a temperatura da placa. Além disso, é considerado que o módulo CPV/T se associa a um reservatório estratificado em 3 níveis, possibilitando um modelo próximo do real no que tange a transferência de calor no processo de aquecimento de água dentro do reservatório. Os resultados do modelo proposto, considerando hotéis com uma infraestrutura específica, mostram que para uma área disponível de instalação do sistema superior a 180 m², e uma demanda elétrica média anual superior à 107 MW, taxa de refrigeração média superior à 232 MWt e demanda média de aquecimento de água de 174 MWt, o sistema CCHP é economicamente mais viável que o sistema composto por placas fotovoltaicas. O atendimento das demandas elétricas totais por parte do sistema fotovoltaico varia entre 65 % e 30 %, reduzindo à medida que as demandas do hotel aumentam. Ao passo que o sistema CCHP proposto atende entre 26 % e 48 % das demandas elétricas, entre 40 % e 50 % da taxa de refrigeração, e proporciona uma economia entre 20 % e 35 % no aquecimento de água quente.

Palavras-Chave: CPV/T, concentrador fotovoltaico-térmico, sistema CCHP, simulação de Monte Carlo, otimização não linear.

ABSTRACT

This work proposes an optimization model for sizing a photovoltaic plates system and a Combined Cooling, Heating and Power (CCHP) system. The CCHP system is composed by the technology of concentrated photovoltaic/thermal (CPV / T) modules. In the CCHP system, the CPV/T is sized to operate with an absorption chiller and a hot water tank to meet the demand of typical hotels in the Rio de Janeiro city. The electrical, cooling and hot water consumption of the hotel are considered under an uncertainty scenario minute by minute over a year through the Monte Carlo simulation. The optimization of the system is developed in 12 typical hypothetical hotels, aiming to maximize the Equivalent Annual Uniform Value (VAUE) of each system analyzed through non-linear programming, using the BONMIN technique. In this model, the optimization variables for the CCHP system are the number of CPV/Ts modules and the capacity of the hot water tank, for the conventional photovoltaic system, the decision variable is the number of plates to be installed. The proposed model of CPV/T technology involves an iterative process in order to consider the thermodynamics equations to identify the temperature and mass flow rate of the cooling fluid and the temperature of the photovoltaic plate. In addition, it is considered that the CPV/T module is combined with a stratified tank in 3 levels, allowing a model about to the real one regarding the heat transfer in the water heating process inside the tank. The results of the proposed model, considering hotel with a specific infrastructure, show that for an available area for installation of the system greater than 180 m², and an average annual electrical demand greater than 107 MW, an average cooling rate greater than 232 MWt and an average water heating demand of 174 MWt, the CCHP system is economically more viable than the system composed only of photovoltaic plates. The meet of the total electrical demands by the conventional photovoltaic system varies between 65 % and 30 %, decreasing as the demands of the hotel increase. On the other hand, the proposed CCHP system meets between 26 % and 48 % of the electrical demands, between 40 % and 50 % of the cooling rate, and provides savings between 20 % and 35 % in hot water heating.

Keywords: CPV/T, concentrated photovoltaic-thermal, CCHP system, Monte Carlo simulation, non-linear optimization.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Fig. 1 - Conversão da radiação solar em energia elétrica e térmica	19
Fig. 2 - Esquema do sistema EH-CST de (a) um coletor de placa plana acoplad	lo a um
refletor plano, e (b) um coletor de tubos evacuado acoplado a um refletor	do tipo
concentrador parabólico composto	20
Fig. 3 - Componentes típicos em uma geração de energia solar térmica concentra	da (PG-
CST).	21
Fig. 4 - Configuração base da tecnologia PV/T	22
Fig. 5 - Sistema CPV do tipo concentrador parabólico composto.	23
Fig. 6 - Problemas com as tecnologias atuais e soluções do CPV/T	24
Fig. 7 - Esquemático do concentrador fotovoltaico luminescente	26
Fig. 8 - Esquema de ligação dos tubos absorvedores no CPV/T de ponto focal	27
Fig. 9 - Projeto de um sistema CPV/T de larga escala.	
Fig. 10 - Diferentes sistemas de rastreamento, em: (a) um eixo horizontal, (b)	um eixo
polar, (c) dois eixos elevação-azimute em pedestal, (d) dois eixos rolagem-ine	elinação
utilizando um tubo central, (e) dois eixos rolagem-inclinação utilizando estrutura e	externa,
(f) dois eixos do tipo mesa rotativa.	29
Fig. 11 - Fluxograma da simulação do sistema CPV/T	34
Fig. 12 - Esquema do modelo CCHP do CPV/T	
Fig. 13 - Chiller de absorção acoplado à saída do módulo CPV/T	40
Fig. 14 - Modelo de estratificação do reservatório multinodal proposto	42
Fig. 15 - Camadas do reservatório.	45
Fig. 16 - Esquema do modelo PV convencional.	47
Fig. 17 - Sistema atual de aquecimento de água dos hotéis considerados	53
Fig. 18 - Configuração do módulo CPV/T	54
Fig. 19 - DNI referente a cidade do Rio de Janeiro.	57
Fig. 20 - Demanda de energia elétrica do hotel em um dia	58
Fig. 21 - Consumo elétrico mensal por unidade de área.	58
Fig. 22 - Taxa de ocupação dos hotéis da cidade do Rio de Janeiro	59
Fig. 23 - Probabilidade do uso do chuveiro.	60
Fig. 24 - Tempo de uso do chuveiro.	60
Fig. 25 - Curva de temperatura ambiente em um dia típico.	62
Fig. 26 - Variação da estrutura do hotel	66

Fig. 27 - Sistema CCHP com CPV/T e sistema PV otimizados por área construída de hotel.
Fig. 28 - Atendimento global das demandas nos cenários analisados71
Fig. 29 - Probabilidade de um sistema ser economicamente viável
Fig. 30 - Comportamento das temperaturas estratificadas do reservatório de
armazenamento de água quente, para o hotel de 14 andares e 16 quartos por andar77
Fig. 31 - Comportamento da vazão mássica e das temperaturas da placa e da saída do
fluido refrigerante do módulo CPV/T, para o hotel de 14 andares e 16 quartos por andar.
Fig. 32 - Comportamento do chiller de absorção e do chiller elétrico frente a taxa de
refrigeração, para o hotel de 14 andares e 16 quartos por andar80

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Design de um CPV baseada no fator de concentração e dispositivo	óptico. 25
Tabela 2 - Trabalhos que abordam sistema CCHP com Tecnologia Solar Híb	rida. 30
Tabela 3 - Fluxo de Caixa.	50
Tabela 4 - Distribuição de probabilidade da temperatura ambiente	61
Tabela 5 - Resumo dos dados de incertezas das curvas de entrada	62
Tabela 6 - Custos dos equipamentos.	63
Tabela 7 - Especificações de reservatórios comerciais.	64
Tabela 8 - Especificações de placas PVs comerciais.	65
Tabela 9 - Tipos de hotéis hipotéticos analisados.	66
Tabela 10 - Sistemas ótimos em cada modelo de hotel	74
Tabela 11 - Verificação da qualidade dos resultados da simulação de MC i	nos sistemas
analisados.	75
Tabela 12 - Propriedades da água em 2 bar de pressão atmosférica	93
Tabela 13 - Propriedade do ar na condição ambiente do SI	95

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Letras Latinas

А	Área do tubo absorvedor	[m²]	
С	Fator de concentração		
СОР	Coeficiente de performance		
c _p	Calor específico	[J/K.kg]	
d	Diâmetro do tubo absorvedor	[m]	
D _{ext}	Diâmetro externo do reservatório	[m]	
f	Perdas por sistema de rastreamento não ideal		
FC	Fluxo de caixa	[R\$]	
G _{dir,r}	Irradiância normal direta	[kW/m²]	
h ₄	Coeficiente de transferência de calor por convecção	[W/m². K]	
\overline{h}_{c}	Coeficiente convectivo médio da célula	[W/ m². K]	
h _f	Coeficiente convectivo do fluido	[W/m². K]	
i	Taxa de juros	[% a.a.]	
k	Condutividade térmica	[W/m. K]	
l _f	Comprimento do tubo absorvedor	[m]	
ṁ	Vazão mássica	[kg/s]	
m	Massa	[kg]	
n	Quantidade		
Nu _D	Número de Nusselt		
р	Fator de perdas		
Р	Potência elétrica	[kW]	
Pr	Número de Prandtl		
Q	Energia térmica	[kWt]	
r	Raio do reservatório de água quente	[m]	
Ra	Número de Rayleigh		
Re _D	Número de Reynolds		
Т	Temperatura	[K]	

T _R	Taxa de refrigeração	[kWt]	
U	Coeficiente de perda global		
x	Variável de decisão		
Letras Greg	as		
Δ	Variação		
ε _c	Emissividade da célula		
κ _t	Coeficiente térmico de potência		
η	Eficiência		
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W/m². K ⁴]	
σ_t	Coeficiente de temperatura	[%/°C]	
Superescrito	8		
ele	Demanda de eletricidade		
chiller	Demanda do chiller de absorção		
Subscritos			
0	Condições ambientais		
ar	Ar		
banho	Condições de conforto para banho		
С	Célula fotovoltaica		
chiller	Chiller de absorção		
disp	Disponibilidade		
ele	Resistência elétrica		
f	Fluido no tubo absorvedor		
in	Entrada do fluido refrigerante no tubo absorvedor		
inv	Inversor		
j	Número de níveis do reservatório estratificado (1 a 3)		
j mod	Número de níveis do reservatório estratificado (1 a 3) Módulo concentrador fotovoltaico/térmico ideal		
j mod mod, r	Número de níveis do reservatório estratificado (1 a 3) Módulo concentrador fotovoltaico/térmico ideal Módulo concentrador fotovoltaico/térmico real		
j mod mod, r opt	Número de níveis do reservatório estratificado (1 a 3) Módulo concentrador fotovoltaico/térmico ideal Módulo concentrador fotovoltaico/térmico real óptica total do dispositivo		
j mod mod, r opt out	Número de níveis do reservatório estratificado (1 a 3) Módulo concentrador fotovoltaico/térmico ideal Módulo concentrador fotovoltaico/térmico real óptica total do dispositivo Saída do fluido refrigerante no tubo absorvedor		

PL	Placa do módulo concentrador fotovoltaico/térmico
PV	Fotovoltaico
r	Referência correspondente ao fator de concentração
res	Reservatório
temp	Temperatura
th	Valor teórico
th, p	Perdas térmicas
th, r	Valor para energia térmica real
Abreviações	
AHP	Absorption Heat Pump
CCHP	Combined Cooling, Heating and Power
CPV	Concentrated Photovoltaic
CPV/T	Concentrated Photovoltaic/Thermal
DNI	Direct Normal Irradiance
PV	Photovoltaic
PV/T	Photovoltaic/Thermal
VAUE	Valor Uniforme Anual Equivalente

1 INTRODUÇÃO	15
2 CONCEITO DO SISTEMA CCHP COMBINADO A TECNOLOGIA CPV/T	19
2.1 DESIGN DA TECNOLOGIA CPV/T	24
2.2 SISTEMA CCHP COM TECNOLOGIA CPV/T	30
3 METODOLOGIA	33
3.1 MODELO DE SISTEMA CCHP DO CPV/T	36
3.1.1 Cálculo da Potência Térmica Gerada	37
3.1.2 Cálculo do <i>Chiller</i> de Absorção	39
3.1.3 Estratificação do Reservatório	41
3.1.4 Calculo da Potência Elétrica Gerada	46
3.2 MODELO DO SISTEMA PV TRADICIONAL	47
3.3 MODELO DE OTIMIZAÇÃO	48
3.4 MODELO DE INCERTEZAS	52
4 ESTUDO DE CASO	53
4.1 CURVAS DE ENTRADA	56
4.1.1 Curvas de Irradiância	56
4.1.2 Curva de Demanda Elétrica	57
4.1.3 Curva de Demanda de Água Quente	59
4.1.4 Curva de Temperatura	61
4.2 COMPONENTES DO PROJETO	63
4.3 CENÁRIOS DE SIMULAÇÃO DE MONTE CARLO	65
5 ANÁLISE DE RESULTADOS	68
5.1 ANÁLISE DA METODOLOGIA DO SISTEMA CCHP COM CPV/T	76
6 CONCLUSÃO	81
REFERÊNCIA	84
ANEXO A – Propriedades da Água em 2 bar	.93

SUMÁRIO

ANEXO B – Propriedades do Ar	5
------------------------------	---

1 INTRODUÇÃO

O aumento da tarifa de energia elétrica tem incentivado diversas unidades consumidoras a buscarem alternativas para redução dos gastos com eletricidade. Uma alternativa que tem sido aplicada em larga escala é a utilização de tecnologias que convertem energia solar em energia elétrica, como as placas fotovoltaicas (*Photovoltaic* – PV). Essas tecnologias têm sido aplicadas junto ao ponto de carga, de forma a reduzir o consumo atendido por redes elétricas de distribuição. Contudo, as soluções com placas PVs apresentam, atualmente, baixa eficiência energética, em que apenas 13 % - 20 % da radiação solar é convertida em eletricidade [1], [2], variando conforme suas características construtivas.

Uma das formas de aumentar a eficiência na conversão de energia solar em energia elétrica consiste no aumento da radiação incidente na placa PV e controle da temperatura de operação nas células fotovoltaicas [3]. O aumento da radiação provoca o aumento da temperatura sobre as células, o que reduz significativamente sua eficiência, assim, estão entrando no mercado tecnologias PV com trocas térmicas, evitando o aquecimento excessivo da temperatura da placa, como as placas fotovoltaicas térmicas (*Photovoltaic Thermal* – PV/T) [4], [5]; e tecnologias associadas a dispositivos ópticos, que concentram a radiação solar sobre as células fotovoltaicas, tais como os concentradores fotovoltaicos (*Concentrated Photovoltaic* – CPV) [6], [7].

Recentemente, uma combinação do modelo PV/T com CPV, conhecida como concentrador fotovoltaico/térmico (*Concentrated Photovoltaic/Thermal* – CPV/T) tem sido alvo de testes experimentais e pesquisas científicas [8]–[13]. O CPV/T é uma tecnologia que opera exclusivamente com a radiação solar direta aplicada em um dispositivo óptico a fim de concentrar a radiação solar sobre as células fotovoltaicas de multijunção, de forma a potencializar a conversão de energia elétrica [8], [14]. Contudo, esse processo provoca uma elevação na temperatura de operação da célula, produzindo excesso de calor que é prejudicial para a operação da célula PV. Assim, o sistema térmico acoplado no interior dos módulos recupera parte do calor gerado e o transforma em energia térmica, ao passo que controla a temperatura de operação da conversão da radiação solar em energia elétrica e térmica com eficiência global superior a 65% [15]. O aumento da eficiência da conversão da energia solar permite a ocupação de uma área menor para o atendimento de determinada demanda, em comparação com sistemas tradicionais de conversão de energia solar, como sistemas PVs, o

que pode ser particularmente interessante para aplicações com restrição de área para instalação da tecnologia, como edifícios e hotéis.

Para o aproveitamento da energia térmica no módulo CPV/T é necessário que o fluido de entrada do módulo fotovoltaico, responsável por controlar o aquecimento da célula PV, esteja em uma temperatura inferior a temperatura de operação desse módulo. Assim, o fluido absorve o calor produzido pela placa, e consequentemente, torna a temperatura de saída desse fluido superior a temperatura de entrada. Esse processo, quando acoplado a um reservatório, provoca uma estratificação no fluido, ou seja, o fluido mais quente, que possui baixa densidade, se concentra em um nível mais alto do reservatório [16].

Para os casos em que o fluido refrigerante é unicamente a água, é possível utilizar o reservatório para atender a demanda de água quente local. Ou seja, em casos que o CPV/T é instalado em edifícios, residências ou hotéis, a utilização do reservatório aquecido pode, por exemplo, atender o consumo de água quente para banho, de forma a economizar a utilização de outros equipamentos, como aquecedores a gás, chuveiros elétricos e bomba de calor em alguns períodos de uso [17]–[19].

Outra forma de aproveitamento da energia térmica gerada pelo sistema CPV/T é através da utilização de *chiller* de absorção para refrigerar um ambiente, ou do uso de bomba de absorção de calor (*Absorption Heat Pump* – AHP) para aquecer um ambiente. Esse sistema recebe como fonte de calor o fluido aquecido no tubo absorvedor de calor, e através de ciclos termoquímicos de absorção, condensação e evaporação, troca calor com o ambiente atendendo a demanda, antes suprida, por exemplo, por aparelhos de condicionamento de ar, no caso do *chiller* de absorção [20]–[22], ou por aquecedores elétricos, no caso do AHP, como aplicado em [17], [19].

Dentre os trabalhos recentes que abordam o sistema CPV/T, destacam-se estudos que abordam a performance de diferentes designs desse equipamento em diversas condições climáticas de temperatura e radiação solar [9]–[12], [23]–[27], analisando a temperatura e eficiência da célula, e a eficiência elétrica e térmica do sistema. Outros estudos dimensionam o módulo CPV/T como cogeração para atender demandas elétricas e térmicas de supermercado [28], indústria [29], [30], hospitais [31] e residências [17]–[19]. O sistema CPV/T também é modelado como multigeração em estudos como [32], que propõe a combinação com um armazenamento de hidrogênio, para atender cargas de eletricidade, água quente e fria, ventilação e refrigeração. A multigeração também é proposta em [33], integrando o módulo

CPV/T, que utiliza um Ciclo Rankine Orgânico, com um condensador geotérmico e uma unidade de armazenamento de energia.

Em geral, em estudos para dimensionar e operar sistemas que produzem mais de uma forma de energia, técnicas de otimização são amplamente usadas. Por exemplo, em [34] a programação não linear é usada como estratégia de operação para maximizar os lucros com a geração de energia elétrica e de refrigeração em um hospital através da combinação de aerogerador, placa PV e um armazenamento de ar comprimido. Em [35], é proposto um modelo de algoritmo genético de otimização multiobjetivo para maximizar a eficiência exergética e minimizar os custos de produção em um sistema que integra placas PVs a um sistema que combina eletricidade, aquecimento e refrigeração (*Combined Cooling, Heating and Power* – CCHP).

Recentemente, em 2019, a otimização do sistema CCHP considerando cenários de incertezas foram encontrados em: Henderson et al. [36] e Onishi e al. [37]. Henderson realiza uma otimização, utilizando a programação linear combinada com a lógica *fuzzy*, para minimizar os custos operacionais em um cenário de incertezas dos preços da geração de energia elétrica. Onishi propõe uma programação não linear inteira mista para otimizar o sistema CCHP, formada por motores de combustão interna, caldeiras a gás, AHP e um tanque de armazenamento de energia térmica, englobando as incertezas de longo prazo da demanda de energia e dos preços, com o objetivo de maximizar a eficiência energética em um espaço reduzido, e minimizar os custos de operação.

Contudo, na literatura atual, são poucos os estudos que abordam a otimização do CPV/T em um sistema CCHP. Em [18], é proposto uma otimização, utilizando o método Levenberg– Marquardt da programação não linear, para maximizar a eficiência global de um sistema de cogeração (eletricidade e calor) para atender as demandas elétricas, de água quente para banho e outros usos domésticos e aquecimento de um ambiente pelo sistema AHP de uma residência típica. Em [31], é realizada uma otimização termoeconômica, baseada em algoritmo heurístico, de um sistema CCHP composto por módulos CPV/Ts, *chiller* de absorção e reservatório de um complexo hospitalar da cidade de Nápoles, Itália.

Neste sentido, este estudo busca contribuir com a literatura ao aplicar técnicas de otimização no dimensionamento da tecnologia CPV/T combinada com reservatório de água quente e *chiller* de absorção para compor um sistema CCHP. De forma específica, o presente trabalho tem como objetivo propor um modelo de otimização, baseado na programação não linear, para maximizar o Valor Uniforme Anual Equivalente (VAUE), de forma a encontrar a

combinação ótima da quantidade de módulos CPV/Ts, dimensionamento do reservatório de água quente e capacidade do *chiller* de absorção a ser instalado, para o atendimento da demanda elétrica, de aquecimento de água e de refrigeração. Um modelo de estratificação em três níveis é considerado para o monitoramento do reservatório de água quente. Além disso, as incertezas das demandas a serem atendidas são consideradas minuto a minuto ao longo de um ano, através da simulação de Monte Carlo. A aplicação da metodologia proposta é realizada, através do *software* MATLAB, em um hotel hipotético, que possui bomba de calor para o aquecimento de água, e têm características típicas da cidade do Rio de Janeiro, como clima e área construída. A fim de comparar a viabilidade econômica do CPV/T com o sistema PV convencional, diversos cenários são analisados considerando diferentes características construtivas deste hotel hipotético, com o intuito de verificar se, para algum perfil de consumo e área disponível, o sistema CCHP composto por CPV/T, *chiller* de absorção e reservatório de água quente, pode se tornar economicamente mais vantajoso que um modelo de placa PV convencional.

Este trabalho está dividido em 6 capítulos. O capítulo 2 realiza uma discussão teórica sobre a tecnologia CPV/T com ênfase nos trabalhos que visam otimizar sua operação e dimensionamento em sistemas CCHPs. O capítulo 3 apresenta a metodologia do modelo do sistema CCHP e do sistema de placas PVs, além de discutir o método de otimização e de simulação de incertezas deste trabalho. O capítulo 4 refere-se ao estudo de caso utilizado no modelo, neste capítulo todos os dados e curvas de entrada são apresentados. O capítulo 5 discute os resultados encontrados no modelo computacionais, tanto no cenário determinístico como no cenário estocástico. Por fim, a conclusão é realizada no capítulo 6 deste trabalho.

2 CONCEITO DO SISTEMA CCHP COMBINADO A TECNOLOGIA CPV/T

O concentrador fotovoltaico/térmico (CPV/T) é a combinação da tecnologia fotovoltaica, solar térmica e dispositivos ópticos. Essa tecnologia converte a radiação solar em energia elétrica e térmica, ocupando um espaço reduzido em relação as tradicionais placas PVs e os coletores solares devido à implementação de um dispositivo óptico que intensifica a radiação solar aplicada nas células PVs.

Apesar da placa PV e dos coletores solares terem se tornado populares no mercado, existem outras tecnologias que convertem a radiação solar em energia elétrica, térmica ou uma combinação entre ambas, conforme Fig. 1.



Fig. 1 - Conversão da radiação solar em energia elétrica e térmica. Fonte: Adaptado de [15].

A Fig. 1 apresenta a relação entre as tecnologias existentes no mercado com sua respectiva forma de conversão de energia. No Brasil a tecnologia CST (*Concentrated Solar Thermal*) é mais conhecida como energia heliotérmica, ou CSP (*Concentrated Solar Power*). Essa tecnologia usa concentradores ópticos, geralmente compostos por refletores, para focar a radiação solar direta num receptor térmico. No receptor, a radiação solar concentrada é

absorvida, sendo usada para aquecer um fluido, que é geralmente chamado de fluido de transferência de calor. O calor contido neste fluido pode ser armazenado num reservatório de energia térmica para uso posterior ou utilizado num processo térmico, por exemplo, um ciclo termodinâmico para produção de eletricidade.

Algumas das tecnologias apresentadas não são populares, tais como o concentrador solar térmico melhorado (*Enhanced Heating Concentrated Solar Thermal* – EH-CST), Fig. 2, e a geração de energia solar térmica concentrada (*Power Generation Concentrated Solar Thermal* – PG-CST), Fig. 3.



ETC - Tubo Evacuado Integrado



Os EH-CST são coletores de placas planas e coletores de tubo evacuado integrados a um refletor auxiliar e concentradores parabólicos composto, esse equipamento de aquecimento aprimorado é obtido usando taxas de concentração tipicamente abaixo de 10 sóis para atingir temperaturas operacionais mais altas empregadas no aquecimento ambiente e no fornecimento de água quente [15].



Fig. 3 - Componentes típicos em uma geração de energia solar térmica concentrada (PG-CST). Fonte: Adaptado de [15].

A tecnologia PG-CST, conhecida também por CSP, normalmente integra um dispositivo óptico do concentrador com um ciclo de geração de energia, que é um mecanismo de aquecimento, como um cliclo Rankine, Rankine orgânico ou Stirling. O PG-CST utiliza o sol como fonte de calor em um ciclo de geração de energia modificado. Para sistemas com altas taxas de concentração, o calor do processo industrial também pode ser um resultado do sistema CST [15].

Dentre os dispositivos mais populares se encontram as placas PVs, os coletores solares, e atualmente os CPVs, CSPs e PV/Ts. Contudo cada uma dessas tecnologias apresenta alguma desvantagem, como: (i) baixa eficiência elétrica das células PVs; (ii) baixa eficiência térmica dos coletores solares; (iii) aquecimento elevado das células PVs nos CPVs; e (iv) baixa eficiência elétrica e térmica das placas PV/Ts.

O maior problema das placas PVs consiste na relação entre a produção de energia elétrica e seu custo de instalação. Ou seja, quanto maior a eficiência da célula PV, maior é o investimento inicial na tecnologia. Além disso, sua eficiência de conversão da radiação solar em energia elétrica geralmente não supera a marca de 20 % [1], [2]. Essa baixa eficiência

elétrica provoca a utilização de diversas células conectadas em série para produzir energia elétrica a ser utilizada em uma unidade consumidora. Esse efeito implica em um amplo espaço de instalação dessas placas e um aumento do *payback*, devido ao custo de aquisição das células. Analogamente, os coletores solares também apresentam baixa eficiência da conversão da radiação solar em energia térmica para aquecimento da água de um reservatório que pode ser utilizada para abastecer o consumo no banho, por exemplo.

A combinação entre as placas fotovoltaicas e os coletores solares, conhecidas por placas fotovoltaicas térmicas (PV/T), são sistemas híbridos que produzem tanto energia elétrica quanto térmica, extraindo calor das células PVs [4], [5]. A Fig. 4 apresenta a formação base dessa tecnologia que é baseada em uma placa PV com tubulação interna para circulação de água. Contudo, essa combinação apresenta alguns problemas para entrar no mercado. Primeiro, a necessidade de usar muitas células fotovoltaicas para gerar um fluxo contínuo de energia elétrica acarreta em um alto custo de investimento com essa tecnologia. Segundo, a baixa temperatura da energia térmica extraída do sistema resulta na limitação de possíveis aplicações para o PV/T [4].



Fig. 4 - Configuração base da tecnologia PV/T. Fonte: Elaborado pelo Autor.

Para aumentar a eficiência elétrica da célula PV, que é o principal entrave das tecnologias anteriores, os concentradores fotovoltaicos (CPVs) incorporaram um dispositivo óptico nas placas PVs, a fim de aumentar a radiação aplicada sobre a célula [6], [7]. Essa tecnologia é exemplificada na Fig. 5.





Fig. 5 - Sistema CPV do tipo concentrador parabólico composto. Fonte: Elaborado pelo Autor.

Desta forma, é possível reduzir em até 95 % o número de células PVs para compor o sistema CPV [42]. Além disso, o custo do dispositivo óptico é mais barato que as células PVs, possibilitando reduzir o custo global com essa tecnologia [15]. Contudo, a aplicação do dispositivo óptico como forma de intensificar a radiação solar por área de célula, provoca uma elevação em sua temperatura. Assim, é necessário a utilização de um sistema de resfriamento para manter a temperatura da célula dentro de uma faixa aceitável para sua operação, o que acarreta em um consumo extra de energia [7].

Neste contexto, o CPV/T tem a proposta de solucionar os problemas dessas tecnologias através da aplicação de um tubo absorvedor como forma de trocador de calor do CPV. Essa combinação permite o controle do nível de temperatura da célula PV, por meio de um tubo absorvedor que aquece um fluido refrigerante desse sistema de forma mais eficiente do que o aquecimento dos coletores solares tradicionais, devido à intensificação da radiação solar. A Fig. 6 apresenta as principais desvantagens dos dispositivos existentes no mercado e uma comparação com as soluções trazidas pelo CPV/T.





Neste sentido, as principais vantagens do CPV/T são: (i) radiação solar concentrada, possibilitando o uso de poucos receptores solar, espaço reduzido e redução no custo; (ii) coletor como forma de trocador de calor, controlando o aumento de temperatura da célula PV e aproveitando o calor para produção de energia térmica; (iii) multigeração, produzindo energia elétrica e térmica que possibilita a combinação do CPV/T com outros equipamentos em diversas topologias, podendo gerar eletricidade, calor, frio e ventilação.

2.1 DESIGN DA TECNOLOGIA CPV/T

Os CPV/Ts podem apresentar diversas aplicações, tais como: (i) sistema de cogeração com a produção da energia elétrica e térmica; e (ii) sistema CCHP, composta pela geração de eletricidade, calor e frio. Em relação as áreas de aplicação do CPV/T, essa tecnologia é encontrada operando como cogeração (energia elétrica e térmica) em indústrias [29], [30], comércios [28], hospitais [31] e residências [17], [18]. Operando como sistema CCHP, estudos utilizam a energia térmica tanto para aquecer um fluido, como para abastecer um sistema de refrigeração de ambientes. Como exemplo, em [20]–[22] o CPV/T é projetado para gerar energia elétrica, alimentar um sistema de *chiller* de absorção e um reservatório de água quente, que pode ser utilizado para banho e outras atividades domésticas. Também é possível combinar o sistema CPV/T com outras máquinas para compor um sistema de multigeração em um bairro residencial, como proposto em [32].

Além das diversas topologias e aplicações, o CPV/T possui estudos experimentais no que tange seu design. Com relação aos dispositivos ópticos o CPV/T absorve as pesquisas introduzidas pelo CPV, assim, essas tecnologias podem ser classificadas em três tipos baseado

no seu fator de concentração (baixo, médio e alto) e em quatro tipos baseado em seu dispositivo óptico (refletor, refrator, luminescente e dispersivo), conforme Tabela 1.

Característica	Тіро	Descrição	Referência
Fator de Concentração	Baixo (até 40x)	• Exige muitas células PVs de silício de alta qualidade (alta eficiência).	[43]–[46]
	Médio (até 300x)	 Necessário sistema de rastreamento de eixo único. 	[43], [47]
	Alto (até 2000x)	 Utiliza poucas células PVs de múltiplas junções (baixa eficiência); Necessário rastreamento de eixo duplo; Possui lente de Fresnel ou refletores de disco. 	[43], [47]– [49]
Dispositivo Óptico	Refletor	 Raios solares atingem a superfície e refletem para a célula PV; Tipos: Concentrador disco-parabólico ou cuba, hiperbolóide e concentrador parabólico composto 	[11], [50]
	Refrator	 Raios solares atingem a superfície e refratam os raios em direção ao ponto de foco; Tipo: Lente de Fresnel. 	[50]–[52]
	Luminescente	 Fótons passam por reflexão interna total ao atingir a superfície, onde são conduzidos em direção à célula PV; Tipo: Concentrador de pontos quânticos. 	[53]–[55]
	Dispersivo	 Possui reflexão e refração baseado na dispersão de um prisma ou holograma. 	[43]

Tabela 1 - Design de um CPV baseada no fator de concentração e dispositivo óptico.

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Os tipos de dispositivos ópticos mais comuns são os refletores e os refratores e podem ser projetados para operar como um sistema linear ou ponto focal de concentração. A configuração de ponto focal é adequada para sistemas de alta concentração, sendo composta por lentes de Fresnel quadradas ou parabólicas, ou receptores centrais com heliostatos [43]. Nesta configuração, a radiação solar atinge as células PVs concentradas em um ponto, de forma indireta, por meio da reflexão. Assim, em caso de módulos CPVs que serão instalados em locais com restrição de espaço, normalmente próximo ao ponto de consumo, como no caso dos concentradores de disco-parabólico. Um modelo de CPV/T com essa estrutura é apresentado na Fig. 8 deste capítulo.

A configuração linear é tipicamente usada para sistemas de baixa concentração, sendo composta por lentes de Fresnel linear e concentradores cilíndricos parabólicos [43]. Essa topologia garante alta inércia na vazão do fluido refrigerante do tubo absorvedor, proporcionando a conservação de calor e consequentemente um aumento da energia térmica gerada, esse modelo é apresentado na Fig. 9 deste capítulo. No caso de ambas as configurações (ponto focal e linear) a radiação solar atinge, de forma indireta, *strings* de células PVs, ou seja, células PVs em série. Desta forma, apenas a radiação normal direta é refletida sobre as células PVs devido ao comprimento de onda dessa radiação ser maior do que o comprimento de onda da radiação difusa.

Um outro tipo de concentrador, ainda em fase de pesquisa experimental, é o concentrador que utiliza dispositivo óptico luminescente. Essa tecnologia é formada por duas folhas de vidro, que atuam como guias de ondas, com uma tinta luminescente incorporada entre elas. Assim, a radiação solar é absorvida e refletida isotropicamente em todas as direções dentro de um guia de ondas¹. Devido à diferença do índice de refração entre o vidro e as condições ambientais, uma grande fração dos fótons de alta energia emitidos é presa no guia de ondas pela reflexão interna total, até atingir a célula fotovoltaica localizada na borda do equipamento [56]. Esse processo permite que apenas a radiação reemitida dentro do cone de escape seja perdida. A Fig. 7a ilustra esse tipo de concentrador e a Fig. 7b apresenta um esquema de funcionamento dessa tecnologia.



Fig. 7 - Esquemático do concentrador fotovoltaico luminescente. Fonte: Elaborado pelo Autor.

No concentrador fotovoltaico luminescente a radiação solar que se converte em radiação fluorescente, é direcionada até a célula PV em uma forma concentrada, devido ao guia de onda.

¹ Um guia de onda é uma estrutura que guia ondas, tais como ondas eletromagnéticas ou sonoras. Esse dispositivo permite que um sinal se propague com perda mínima de energia restringindo a expansão a uma ou duas dimensões.

O fator de concentração é diretamente proporcional à superfície da placa e inversamente proporcional às bordas da placa [55]. Esse dispositivo permite utilizar pequenas quantidades de células PVs como resultado da concentração de incidência da radiação fluorescente sobre as células. Esse concentrador é capaz de operar com a radiação global, ou seja, tanto com a radiação normal direta, como com a radiação difusa, o que é uma vantagem em dias nublados, em que as nuvens intensificam a reflexão da radiação solar sobre superfícies.

Além dos tipos de concentradores a serem considerados no design de um CPV/T, o tubo absorvedor, dispositivo responsável pela condução do fluido refrigerante capaz de retirar calor da placa PV, também deve ser levado em consideração. A Fig. 8 apresenta a integração dos tubos absorvedores na topologia de ponto focal, em que a radiação solar atinge um dispositivo óptico refletor posicionado em direção a célula PV.



Fig. 8 - Esquema de ligação dos tubos absorvedores no CPV/T de ponto focal. Fonte: Elaborado pelo Autor.

Neste arranjo, o aquecimento de um ponto na tubulação do fluido refrigerante provoca a excitação nas moléculas de água, bem como diminuição da sua densidade, gerando assim um escoamento natural. Assim, sem precisar de um sistema de bombeamento de água, o fluido de baixa temperatura é conduzido para pontos onde a temperatura é mais elevada. O tubo absorvedor opera em conjunto com um reservatório de dimensões variadas, dependendo da aplicação do uso do fluido aquecido. Em aplicação de larga escala, é comum dimensionar um sistema de um reservatório para mais de um CPV/T, conforme ilustrado na Fig. 9.



Fig. 9 - Projeto de um sistema CPV/T de larga escala. Fonte: [24].

A Fig. 9 apresenta um projeto realizado em um edifício universitário na Província de Xianxim, China [24]. Esse projeto é composto por 8 *strings* com 12 módulos CPV/Ts cada, totalizando 96 módulos. O CPV/T utilizado é do tipo cilíndrico parabólico, sistema linear de baixa concentração. Nesse dimensionamento, são usados 2 reservatórios, um de água fria e outro de água quente, assim, o fluido refrigerante sai do reservatório de água fria, se divide em 8 ramificações (um tubo para cada *string*), percorre todos os módulos da *string*, e por fim, o fluido refrigerante, já aquecido, chega à um outro reservatório que é utilizado em demandas de água quente.

A tecnologia CPV/T possui usualmente um mecanismo responsável por posicionar o dispositivo óptico de forma perpendicular a incidência dos raios solares. Esse mecanismo é conhecido como rastreador solar, podendo ser de um ou dois eixos móveis, e sua implementação potencializa a captação de energia solar refletida sobre as células PVs [15]. Concentradores cilíndricos parabólicos utilizam rastreadores com um único eixo móvel, uma vez que, o foco deste sistema é linear. Já os concentradores puramente parabólicos, em que o foco é pontual, o rastreador deve ser necessariamente de dois eixos, permitindo movimentos tridimensionais [15]. No caso do mecanismo composto por dois eixos, os movimentos são simultâneos em ambos os eixos, permitindo posicionar o plano da abertura da parábola perpendicularmente à incidência dos raios solares. Os principais sistemas de rastreamento estão apresentados na Fig. 10.



Fig. 10 - Diferentes sistemas de rastreamento, em: (a) um eixo horizontal, (b) um eixo polar, (c) dois eixos elevação-azimute em pedestal, (d) dois eixos rolagem-inclinação utilizando um tubo central, (e) dois eixos rolagem-inclinação utilizando estrutura externa, (f) dois eixos do tipo mesa rotativa. Fonte: Adaptado de [57].

Sistemas de rastreamento em um eixo possuem, geralmente, um eixo horizontal de rotação (Fig. 10a) ou um eixo polar de rotação (Fig. 10b). Um eixo horizontal permite que a estrutura tenha um perfil mais baixo e uma área disponível maior para cada estrutura. Além disso, permite a utilização de sistemas longos, com diversas unidades posicionadas em linha. Contudo esse sistema apresenta perdas nas extremidades e distorção da imagem gerada da incidência solar. Já o sistema de rastreamento com eixo polar apresenta maior aproveitamento da energia incidente e limita o desvio na posição do sol a 23 °.

Os sistemas de rastreamento em dois eixos possuem configuração pedestal para elevação e azimute (Fig. 10c), configuração tubo central para rolagem e inclinação (Fig. 10d), configuração com estrutura externa para rolagem e inclinação (Fig. 10e), e mesa rotativa (Fig. 10f). A configuração com pedestal, vista na Fig. 10c, é a mais comum segundo [57], em que seu rastreamento é normalmente feito utilizando engrenagens que seguem o sol em azimute e elevação. Uma vantagem dessa configuração é a sua simplicidade na implementação. Porém, a grande desvantagem é o momento gerado pelo vento, que leva à necessidade de engrenagens de grande capacidade, levando ao alto consumo de energia elétrica. Uma configuração alternativa realiza o seguimento do sol a partir de dois eixos de rolagem e inclinação. Nesse caso, as cargas de vento são reduzidas, mas são necessários mais rolamentos e estruturas.

2.2 SISTEMA CCHP COM TECNOLOGIA CPV/T

O sistema CCHP é a produção combinada de três formas de energia: eletricidade, calor e frio. No caso da produção de frio, trata-se da remoção de calor, apesar de ser mais comumente a abordagem de geração de frio. Conforme abordado nesta seção, CPV/Ts podem ser projetados para atuar como CCHP, produzindo energia elétrica através das células PVs, e energia térmica pelos tubos absorvedores de calor, que absorvem o calor da placa aquecendo um fluido refrigerante usado para alimentar um sistema de refrigeração e um reservatório de água quente. Dentro da literatura, o sistema CCHP através da conversão de energia solar tem sido amplamente estudada nos últimos anos, conforme indicado na Tabela 2.

Tabela 2 - Trabalhos que abordam sistema CCHP com Tecnologia Solar Híbrida.				
	Placa PV e	Placa PV e	CPV/T	
	Coletor Solar	outras fontes		
	Análise	Análise	Otimização	Análise
	Determinística	Determinística	Otimização	Determinística
Estudo de	[58]	[59]	[18], [60],	[17], [19]–
Caso	[50]	[37]	[61]	[22], [49]
Análise	[62]	[63]	[64], [65]	[66]–[68]
Teórica	[]	[]	[], [00]	[][00]

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Em 2009, Zhai et al. [58] realizou uma análise energética sobre o uso do CCHP, combinando placas PVs e coletores solares, de forma a produzir simultaneamente: eletricidade, calor e refrigeração, para sistemas com aplicações em áreas remotas. Além disso, em 2013, Buonomano et al. [62], avaliou o desempenho de diferentes topologias de sistemas de aquecimento e refrigeração solar, utilizando a tecnologia de tubos evacuados. Najafi et al. [63], apresenta um método de resfriamento em placas PVs usando os módulos de resfriamento termoelétrico pelo efeito de Peltier. Em [59], Soheily propôs um sistema CCHP composto por placas PVs, turbinas eólicas e célula a combustível de óxido sólido para suprir a demanda de energia de um hotel hipotético no Irã.

Estudos que abordam o CPV/T para alimentar o sistema CCHP utilizam a energia térmica para: (i) produzir calor, aquecendo um fluido que é armazenado em um boiler ou

reservatório, podendo ser utilizado em um sistema AHP [17], [19]; e (ii) alimentar um sistema de refrigeração, como o *chiller* de absorção [20]–[22].

Em 2007, Mittelman et al. [49] avaliou o sistema CCHP com CPV/T para resfriamento e fornecimento de eletricidade, usando um ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito. Como principal resultado, esse sistema é economicamente mais viável do que os ciclos de refrigeração convencionais dos coletores solares. Em 2014, Garcia-Heller et al. [66] apresentou uma análise energética de um CPV/T de alta concentração para utilização em uma usina, determinando o ponto de máxima eficiência para a operação de um sistema CCHP. Neste estudo, concentradores de disco-parabólico permitiram o uso de temperaturas de até 80 °C para o fluido refrigerante. Em 2015, Xu et al. [67] propôs um sistema CCHP com CPV/T de coletor cuba parabólica. Em seu trabalho, a energia térmica produzida pelo coletor solar é utilizada no processo de decomposição do metanol, liberando energia química, que é conduzida a uma câmara de combustão de uma microturbina a gás. Em 2018, Moaleman et al. [68], avaliou o desempenho de um sistema CCHP composto por uma unidade CPV/T, acoplada a um *chiller* de absorção de água e amônia. Como principal resultado têm-se a comparação entre o CPV/T e o coletor solar convencional como fonte de alimentação do ciclo de refrigeração, concluindo que o CPV/T é 45% mais eficiente do que o coletor convencional nesse processo.

Na literatura, também se encontram trabalhos de otimização do sistema CCHP com o CPV/T. Em 2014, Renno et al. [18] desenvolveu um modelo para otimizar o desempenho elétrico e térmico de um CPV/T operando como CCHP, através da técnica Levenberg– Marquardt da programação não linear. O modelo proposto otimiza o fator de concentração capaz de minimizar o tamanho do sistema CPV/T e fornecer uma temperatura de saída de fluido que atenda às demandas térmicas e de resfriamento. E 2015, Sanaye et al. [64], analisa um modelo de otimização para maximizar o benefício anual líquido relativo e a eficiência de exergia de um sistema CCHP equipado com CPV/T, pela técnica de otimização multi-objetiva NSGA-II. Os parâmetros de decisão foram: (i) número de módulos CPV/T, (ii) capacidade das baterias e (iii) o tamanho do tanque de armazenamento de água quente.

Recentemente, em 2019, Alnaqi et al. [60], avalia o desempenho energético de um CPV/T em um edifício através da otimização por rede neural artificial e por enxame de partículas (*Particle Swarm Optimization* – PSO). Nesse trabalho, os parâmetros de entrada foram: o comprimento, a profundidade e a largura do trocador de calor e a vazão mássica do ar. Em 2019, Chen et al. [61], desenvolve a otimização de um sistema CCHP composto por CPV/T e motor de combustão interna de gás natural, para minimizar o custo termo-ecológico. Em

Wang et al. [65], é desenvolvido um modelo que integra o CPV/T a um sistema CCHP com gás natural para oferecer um uso eficiente da energia solar e reduzir as emissões de efeito estufa. Usando a análise exergoeconômica com base no nível de energia, um método de otimização foi proposto e usado para configurar e determinar a taxa de cobertura de células PVs no CPV/T para minimizar o custo de instalação do sistema.

A Tabela 2 apresenta estudos que tem como base o sistema CCHP operando com tecnologias de conversão solar. Contudo, nenhum desses estudos realiza análise estocástica no estudo de caso. A ausência da consideração das incertezas climáticas e das demandas é uma das motivações deste trabalho. Para incluir as incertezas e observar seus efeitos no sistema CCHP com CPV/T, este trabalho considera a operação do sistema através de curvas estocásticas. Essa análise, ao longo do tempo, é outra característica não abordada nos trabalhos da Tabela 2. Assim, este trabalho tem como objetivo propor uma metodologia que otimiza o dimensionamento do sistema CCHP com CPV/T considerando as incertezas climáticas e de demandas em um horizonte de um ano.

3 METODOLOGIA

Este trabalho realiza um estudo do dimensionamento de um sistema CCHP através de módulos CPV/Ts, chiller de absorção e reservatório de água quente para o atendimento das demandas de eletricidade, aquecimento de água e refrigeração. Esse dimensionamento é comparado economicamente com o dimensionamento de um sistema de monogeração de placas PVs convencionais. Um estudo de caso da aplicação desta metodologia em um hotel hipotético, considerando diferentes aspectos construtivos e consumos energéticos a partir de simulações de Monte Carlo é realizado no capítulo 4. Assim, o objetivo do presente trabalho é identificar os cenários de área construída e capacidade de consumo de um hotel, em que um modelo possa ser mais vantajoso que o outro, tendo em vista que a placa PV possui preço por área ocupada e potência gerada por área ocupada menor que o do sistema CPV/T. Ou seja, para atender uma carga específica o sistema proposto de monogeração com placas PVs ocupa um espaço maior a um custo menor que o sistema CCHP composto por módulos CPV/Ts. Essa metodologia é implementada através do software MATLAB e os seguintes parâmetros são analisados: (i) custo de viabilidade econômica da instalação do sistema; (ii) energia gerada térmica; (iii) energia gerada elétrica; e (iv) espaço ocupado por cada tipo de sistema considerado. A Fig. 11 apresenta o fluxograma com as etapas da simulação.


Fonte: Elaborado pelo Autor.

Essa metodologia propõe uma análise computacional, em que cada tecnologia é simulada de forma independente, ou seja, dada as curvas de demanda de consumo e as curvas de condições do ambiente, o modelo analisa cada possibilidade de topologia do sistema CCHP e do sistema de monogeração. Inicialmente os dados de entrada de cada topologia definidos no

sistema (tamanho do módulo CPV/T, dimensões do reservatório, tamanho da placa PV e características técnicas e econômicas de cada sistema). Após a inicialização de cada topologia, as curvas de consumo do hotel e de condições climáticas são geradas de forma estocásticas, minuto a minuto ao longo de um ano, sendo elas: demanda de eletricidade, demanda de aquecimento de água para banho, demanda de refrigeração e temperatura ambiente.

A partir dessas curvas, no caso das topologias do sistema CCHP, o modelo calcula de forma iterativa a potência térmica produzida pelos módulos CPV/Ts, a taxa de refrigeração do chiller de absorção e a estratificação do reservatório. Essas etapas são realizadas em conjunto devido estarem em função das temperaturas de entrada e saída do fluido refrigerante, da temperatura da placa e da célula. Primeiramente, essa etapa iterativa é realizada para encontrar a quantidade de módulos CPV/Ts que podem ser acoplados a um reservatório sem que os limites operacionais de temperatura da placa e do reservatório sejam violados. Com o número de módulos CPV/Ts, esse processo iterativo é recalculado, para obter a curva minuto a minuto ao longo do ano das temperaturas estratificadas do reservatório, da célula e da placa, a vazão mássica do fluido refrigerante, a eficiência da célula, o coeficiente térmico da célula, a potência térmica gerada pelos módulos CPV/Ts e a demanda de retirada de calor do chiller de absorção. Após esse processo iterativo, o cálculo da potência elétrica gerada de um único módulo CPV/T é realizado através da informação da eficiência da célula e do coeficiente térmico da célula. Com as demandas de geração de energia, e os custos com cada tecnologia e dispositivos associados, a maximização do VAUE é realizada, descobrindo o dimensionamento ótimo da capacidade do reservatório de água quente e da quantidade de módulos CPV/Ts.

No caso do sistema de monogeração com módulos PVs convencionais, após a criação da curva minuto a minuto relacionadas ao estudo de caso, é calculada a potência gerada por um único módulo PV. Essa informação é utilizada na equação do VAUE, a qual será maximizada, de forma a descobrir o número ótimo de placas PVs a serem instalados no hotel.

Por fim, após a otimização tanto do sistema PV e do sistema CCHP do CPV/T, o modelo gera novos cenários de demandas e de temperatura ambiente. O processo iterativo da Simulação de Monte Carlo finaliza quando o VAUE de cada sistema converge para uma faixa de valores dentro de um grau de confiabilidade de 75 %. Ou seja, o resultado da simulação consiste em uma faixa de valores, em que o VAUE possui 75 % de probabilidade de estar contido dentro dessa faixa.

Ao longo desse capítulo, ambos os sistemas PV e CCHP do CPV/T são apresentados, através de equacionamentos e compreensão de seu funcionamento. Ao final, o método de otimização implementado é exposto através da função objetivo e de restrições aplicadas.

3.1 MODELO DE SISTEMA CCHP DO CPV/T

O modelo de sistema CCHP do CPV/T proposto utiliza o tubo absorvedor de calor para fornecer água em uma temperatura suficientemente quente para alimentar um *chiller* de absorção e abastecer um ou mais reservatórios. O *chiller* recebe uma fonte de energia, água em baixa pressão e temperatura elevada, gerando energia térmica capaz de atender a demanda de refrigeração através de um trocador de calor sem mistura. Ao passo que o reservatório recebe o fluido de saída do *chiller* para atender a demanda de água para banho no hotel. Esse processo é ilustrado pela Fig. 12.



Fonte: Elaborado pelo Autor.

Nesse processo, o sistema CPV/T produz energia elétrica conforme a radiação solar incide sobre a célula PV. Em determinado momento, o fluido do absorvedor de calor começa a aquecer acarretando em uma circulação natural, pelo processo de convecção, em que as moléculas de água menos densas se deslocam em sentido oposto à gravidade. Assim, o fluido refrigerante circula do reservatório para o tubo absorvedor do sistema CPV/T, e posteriormente

para o *chiller* de absorção, que retira o calor do ambiente, atendendo a demanda de refrigeração, e o fluido em seguida abastece o reservatório. Quando a temperatura da água que sai do tubo absorvedor é inferior à temperatura de operação do *chiller*, o fluido refrigerante é encaminhado direto para o reservatório. Nesta situação, o *chiller* elétrico é acionado para atender a demanda de refrigeração do hotel. O *chiller* elétrico além de operar quando o *chiller* de absorção não recebe o fluido suficientemente aquecido para gerar os processos químicos capazes de retirar calor do ambiente, ele também é acionado de forma complementar ao *chiller* de absorção, a fim de garantir que toda a taxa de refrigeração seja atendida. Com relação ao reservatório, quando sua temperatura é inferior a temperatura de conforto para banho, uma bomba de calor, que opera eletricamente, é acionada a fim de elevar a temperatura de parte do reservatório, garantindo que a demanda de água quente seja atendida.

Para esse sistema, inicialmente, os dados de entrada são levantados, tais como a geometria dos componentes do módulo CPV/T, a curva da radiação normal direta incidente sobre a célula, curvas de temperatura ambiente e de consumo de água, energia elétrica e refrigeração. Posteriormente, os parâmetros de funcionamento do sistema CPV/T são analisados, sendo eles: energia térmica e elétrica gerados pelo módulo, a estratificação do reservatório utilizado e o custo de investimento do sistema. A seguir é apresentado os dados de entrada e o equacionamento de cada parâmetro necessário para modelar o sistema CPV/T proposto.

3.1.1 Cálculo da Potência Térmica Gerada

Neste trabalho, o módulo CPV/T dimensionado possui concentradores de espelho parabólico do tipo ponto focal de alta concentração, conforme proposto por Renno em [17]. Nesse modelo, as energias térmica e elétrica dependem da temperatura da célula, da placa e da temperatura do fluido na saída do tubo absorvedor. Essas temperaturas são definidas em um processo iterativo, fixando a temperatura de saída do tubo absorvedor, calculando a temperatura da placa, a energia térmica gerada e a vazão. Posteriormente, a temperatura do fluido de saída é recalculada, validando a temperatura, antes fixada. Esse processo é definido pela convecção do escoamento interno e pela 1ª lei da termodinâmica, conforme Eq. (1).

$$\dot{m}c_{p}(T_{out} - T_{in}) = \frac{h_{f}A_{f}(T_{out} - T_{in})}{\ln\left(\frac{T_{PL} - T_{in}}{T_{PL} - T_{out}}\right)}$$
(1)

Em que, \dot{m} é a vazão determinada em kg/s, essa vazão é calculada no processo iterativo e, portanto, é variável, assim, é previsto que um agente externo, como uma bomba, controle a vazão do fluido, definindo o processo de escoamento como forçado.

Na Eq. (1), também são apresentados: c_p é o calor específico em J/K.kg; as temperaturas de entrada e saída do fluido no tubo absorvedor são, respectivamente, T_{in} e T_{out} em K; h_f é o coeficiente convectivo do fluido, definido na Eq. (2) dado em W/m².K; A_f é a área do trocador de calor que permite a passagem do fluido refrigerante, com unidade de medida em m²; e T_{PL} é a temperatura da placa, em K.

$$h_f = \frac{\overline{Nu_D} \cdot k}{d} \tag{2}$$

$$\overline{Nu_D} = 0,023 \cdot Re_D^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^{\frac{2}{5}}$$
(3)

A Eq. (2) apresenta o coeficiente convectivo médio do fluido $[W/m^2.K]$ em função da sua condutividade (k) [W/m.K]; do diâmetro do tubo do absorvedor (*d*), em m; e do número de Nusselt ($\overline{Nu_D}$). Destaca-se que a capacidade de trocar calor por convecção de um fluido (h_f) é obtido através das relações de Nusselt para um escoamento interno, turbulento, com uma superfície de temperatura constante, conforme Eq. (3), definido em [69], em que Re_D e Prrepresentam o número de Reynolds e de Prandtl, respectivamente.

A temperatura da célula (T_c) é definida pela Eq. (4).

$$Q_{th} = \left[\bar{h}_c \cdot (T_c - T_0) + \varepsilon_c \cdot \sigma \cdot \left(T_c^4 - T_0^4\right)\right] \cdot A_c \cdot n_c + \frac{k_f A_f}{l_f} \cdot (T_c - T_{PL})$$
(4)

Na Eq. (4), Q_{th} é a energia térmica teórica, em kW; \bar{h}_c é o coeficiente convectivo médio da célula, representando o coeficiente de transferência de calor por convecção, em W/m².K; T_0 é a temperatura ambiente; ε_c é a emissividade ou absorção da célula, informando a taxa de absorção da radiação solar; σ é a constante de Stefan-Boltzmann, indicando o total de energia irradiada por unidade de área de superfície de um corpo negro em uma unidade de tempo, essa constante é, por definição, proporcional à quarta potência da temperatura termodinâmica, sua unidade de medida é em W/m².K⁴; A_c é a área de uma única célula [m²]; n_c é o número de células do módulo CPV/T. Por fim, o ultimo termo da Eq. (4) corresponde ao calor retirado da célula pelo tubo absorvedor, em que k_f é a condutividade térmica do fluido refrigerante [W/m.K]; l_f é o comprimento do tubo absorvedor, em metro. Nessa estimativa da temperatura da célula, uma das raízes da temperatura da célula é real e dentro de valores aceitáveis para o ponto operativo da célula. Através dessas temperaturas (temperatura da célula e do ambiente), é possível calcular a energia térmica e a energia elétrica. Para a energia térmica a Eq. (5) é utilizada, em conjunto com Eq. (6), (7) e (8).

$$Q_{th,r} = Q_{th} - Q_{th,p} \tag{5}$$

$$Q_{th} = (1 - \eta_{PV}) \cdot \eta_{opt} \cdot C \cdot (G_{dir,r} \cdot f) \cdot A_c \cdot n_c$$
(6)

$$Q_{th,p} = \left[\bar{h}_c \cdot (T_c - T_0) + \varepsilon_c \cdot \sigma \cdot \left(T_c^4 - T_0^4\right)\right] \cdot A_c \cdot n_c \tag{7}$$

$$\eta_{PV} = \eta_c \cdot \eta_{mod} \cdot \kappa_t \tag{8}$$

A Eq. (5) define a potência térmica real do sistema CPV/T, em kW, sendo a diferença entre a potência térmica teórica (Q_{th}) e as perdas térmicas ($Q_{th,p}$), que são geralmente incluídas na faixa de 1 à 3 % [17]. Na Eq. (6), η_{PV} é a eficiência do concentrador fotovoltaico, definida na Eq. (8); η_{opt} é a eficiência óptica total do dispositivo; *C* é o fator de concentração; $G_{dir,r}$ é a irradiância (radiação solar incidente sobre uma superfície) normal direta sobre a superfície terrestre, em kW/m²; o fator *f* representa as perdas provocadas por um sistema de rastreamento de radiação solar não ideal. A Eq. (7) define a potência térmica dispersada no módulo CPV/T devido a fenômenos radiativos e convectivos através dos raios solares que atuam na célula de tripla junção [49]. Essa equação também é utilizada para estimar a temperatura da célula. Por fim, na Eq. (8), η_c é a eficiência da célula; η_{mod} é a eficiência do módulo; e κ_t é o coeficiente térmico de potência.

3.1.2 Cálculo do Chiller de Absorção

Os sistemas de refrigeração por absorção utilizam uma fonte de calor para produzir o efeito refrigerante. A operação do *chiller* de absorção, para modelos de simples efeito, se dá a temperaturas próximas de 90 °C [70], [71]. A configuração do *chiller* de absorção que compõe esse sistema, recebendo a água quente drenada pelo módulo CPV/T é apresentado na Fig. 13, e proposto por [49].



Fonte: Adaptado de [49].

A Fig. 13, apresenta o sistema do *chiller* de absorção operando através da água em temperatura elevada fornecida pelo módulo CPV/T. Conforme [49], esse modelo apresenta uma queda de temperatura entre os terminais do trocador de calor do gerador do *chiller* de absorção, representados pelos pontos 1 e 2 da Fig. 13. A diferença na temperatura do fluido nesses pontos está relacionada pela Eq. (9).

$$Q_{chiller} = \dot{m}c_p \Delta T \tag{9}$$

A Eq. (9) define que a energia gerada pelo *chiller* provoca uma variação entre a temperatura de saída e entrada do fluido que circula pelo sistema CCHP. Nesse sistema, a temperatura do fluido de saída do tubo absorvedor e de entrada do *chiller* são iguais, assim como a temperatura de saída do *chiller* e de entrada no reservatório.

A energia térmica demandada pelo sistema do *chiller* de absorção a fim de refrigerar um ambiente é apresentada na Eq. (10), conforme [17].

$$Q_{chiller} = T_R \cdot COP_{chiller} \tag{10}$$

Sendo T_R a taxa de refrigeração solicitada pelo meio a ser refrigerado; e *COP* o coeficiente de performance, tipicamente encontrado no sistema de refrigeração por absorção de simples efeito com valores aproximados entre 0.5 e 0.8 [71], [72]. A taxa de refrigeração é calculada através da energia elétrica alocada para atender o consumo de refrigeração multiplicado pelo *COP* do *chiller* elétrico, uma vez que a energia térmica de refrigeração dessa máquina possui maior qualidade na conversão de energia do que as máquinas de absorção.

3.1.3 Estratificação do Reservatório

A estratificação da água de armazenamento, que será utilizada para consumo no banho diário do hotel, ocorre por meio da retirada de água do fundo do reservatório e devolução em uma temperatura mais elevada em seu topo. Esse processo cria camadas de água ao longo do reservatório, sendo a mais quente (menos densa) em um nível superior e a mais fria (mais densa) localizada na base do reservatório. Assim, para realizar esse balanço térmico, é proposto um modelo de estratificação multinodal, conforme ilustrado na Fig. 14.



Fig. 14 - Modelo de estratificação do reservatório multinodal proposto. Fonte: Adaptado de [73].

Esse modelo apresenta um reservatório de 3 níveis, cada um com volume igual a 1/3 da capacidade total do reservatório. O primeiro nível é responsável por alimentar a demanda de água do hotel, devido a sua temperatura mais elevada. Já o terceiro nível, possui uma temperatura abaixo dos demais, sendo então, responsável por alimentar a entrada do trocador de calor no sistema CPV/T. O retorno do tubo absorvedor encontra sua posição do fluxo de saída, dependendo da temperatura de cada nível. Por exemplo, com um modelo de três nós com temperaturas de 60, 55 e 50 °C, o retorno do tubo absorvedor a uma temperatura de 52 °C muda para o nó 3, pois os níveis anteriores se encontram numa temperatura superior. De forma análoga, a água da rede de abastecimento alimenta o nível de temperatura igual ou inferior a sua, ou seja, para o exemplo anterior, em uma temperatura de 25 °C da rede, o terceiro nível à 50 °C será abastecido. Essa relação é definida por Duffie e Beckman em [7], na Eq. (11).

$$F_{j}^{c} = \begin{cases} 1 & se \ j = 1 \ e \ T_{AHP} > T_{s,1} \\ 1 & se \ T_{s,j-1} \ge T_{AHP} > T_{s,j} \\ 0 & se \ j = 0 \ ou \ se \ j = N+1 \\ 0 & caso \ contrário \end{cases}$$
(11)

Similar a Eq. (11), a função de controle de abastecimento de água também é definida (F_j^L) , como ilustrado na Fig. 14. Considerando essas tomadas de decisões, uma equação de balanço de energia pode ser estabelecida com relação a qualquer nó "*j*", conforme Eq. (12).

$$m_j \frac{dT_{s,j}}{dt} = \left(\frac{U \cdot A}{c_p}\right)_j \cdot \left(T_0 - T_{s,j}\right) + F_j^c \cdot \dot{m}_c \cdot \left(T_{in} - T_{s,j}\right) + F_j^L \cdot \dot{m}_{L,res} \cdot \left(T_{L,r} - T_{s,j}\right)$$
(12)

Em que, \dot{m}_c representa a vazão de água do tubo absorvedor para o nó "j"; $\dot{m}_{L,res}$ é a vazão de água de consumo retirada do reservatório; m_j é a massa de cada nó; $\frac{dT_{s,j}}{dt}$ corresponde a variação de temperatura do volume do nó "j"; o termo $\left(\frac{UA}{c_p}\right)_j$ representa o coeficiente de perda global, contabilizando a relação de área de perda e calor específico referentes ao nó "j"; e T_0 a temperatura ambiente onde se encontra o reservatório. A temperatura de entrada do reservatório (T_{in}) depende da temperatura de saída do tubo absorvedor, assim, quando a temperatura de saída do tubo absorvedor, a temperatura de saída do tubo absorvedor. Caso contrário, a temperatura de entrada no reservatório será igual a temperatura de saída do tubo absorvedor. Caso contrário, a temperatura de entrada no reservatório será igual a temperatura de saída do chiller.

Para calcular $\dot{m}_{L,res}$ é necessário determinar a massa de demanda de água em cada instante, solicitada ao reservatório. Assim, são utilizadas as curvas de demanda de água e de temperatura de conforto para consumo no banho. Essa relação é definida na Eq. (13).

$$m_{L,res} = \begin{cases} m_L & , \quad T_{s,1} \le T_{banho} \\ m_L \cdot \left(1 - \frac{T_{banho} - T_{s,1}}{T_{s,L} - T_{s,1}} \right), \quad T_{s,1} > T_{banho} \end{cases}$$
(13)

Na Eq. (13), tem-se $m_{L,res}$ representando a água retirada do reservatório; m_L é a demanda de água solicitada pelo hotel em um determinado instante; e T_{banho} e $T_{s,L}$ sendo a temperatura de conforto de banho e de abastecimento de água fornecida pela rede, respectivamente. Essa equação relaciona a água retirada do reservatório com as temperaturas de conforto de banho, e do nó 1, que possui a temperatura mais elevada, dentro do reservatório.

Essa relação acrescenta um misturador de água quente com água fria nos casos em que a temperatura do nó 1 é maior que a temperatura de consumo de banho. Por exemplo, quando a temperatura de conforto de banho é 35 °C, a temperatura do nó 1 é 4 °C, a temperatura da rede de abastecimento de 25 °C e a massa de água da carga é 100 kg, um misturador é acionado e retira do reservatório a massa de 66.66 kg de água e disponibiliza o restante da rede.

Quando a temperatura do reservatório é inferior à temperatura de conforto de banho, uma bomba de calor utilizada para aquecer a água do nível superior do reservatório é acionada. Essa bomba utiliza energia elétrica para operar como uma máquina de compressão de calor, que opera retirando água fria do reservatório (localizada no nível 3) e devolvendo água a uma temperatura mais elevada para o nível 1 do reservatório. A energia térmica utilizada para aquecer a água é definida pela Eq. (14).

$$Q_{bomba} = mc\Delta T \tag{14}$$

Em que, *m* é a massa de água que deve ser aquecida, sendo ela a massa total do nível 1 do reservatório; *c* é o calor específico da água para a temperatura atual do nível 1; e ΔT é a diferença entre a temperatura de conforto de banho e a temperatura atual do nível 1 do reservatório.

Devido ao contato com o meio, o reservatório possui trocas de calor com o ambiente. O termo de coeficiente de perda global (U) da Eq. (12), pode ser determinado em função dos raios e das condutividades térmicas, conforme Eq. (15).

$$U = \frac{1}{\frac{r_1}{k_I} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_1}{k_{II}} \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) + \frac{r_1}{k_{III}} \ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right) + \frac{r_1}{r_4} \cdot \frac{1}{h_4}}$$
(15)

Sendo, $r_1 e r_4$ o raio interno e externo, respectivamente; h_4 o coeficiente de transferência de calor por convecção pelo ar ao redor do reservatório, em W/m².K ; k é a condutividade térmica, em W/m.K; e os subíndices *I*, *II* e *III* representam os materiais do reservatório. Essa configuração das camadas do reservatório utilizado é vista na Fig. 15.



Fig. 15 - Camadas do reservatório. Fonte: Elaborado pelo Autor.

Na Fig. 15 as camadas do reservatório são : cobre na camada de I para II e III para IV, e ar a baixa pressão na camada de II para III.O Coeficiente de transferência de calor por convecção (h_4) é apresentado na Eq. (16).

$$h_4 = \frac{Nu \cdot k_{ar}}{D_{ext}} \tag{16}$$

Em que, D_{ext} é o diâmetro externo do reservatório; k_{ar} representa a condutividade térmica do ar; e Nu é o número de Nusselt. Essa grandeza é função de outro número adimensional, o número de Rayleigh (Ra) e o número de Prandtl (Pr), conforme Eq. (17).

$$Nu = \left\{ 0.852 + \frac{0.387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$
(17)

Após a atualização das temperaturas nos 3 nós do reservatório pela Eq. (12), as temperaturas das camadas do reservatório, ilustradas na Fig. 15, são atualizadas. A temperatura da camada interna (I) é a média da temperatura atualizada dos 3 nós. Já as temperaturas dos demais níveis são a sua própria temperatura no intervalo anterior subtraído a taxa de variação expressa na Eq. (18).

$$\frac{dT_{res,n}}{dt} = U \cdot A \cdot \left(T_{res,n} - T_a\right) \cdot \frac{\log\left(\frac{r_n}{r_{n-1}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot h \cdot k_{n-1}}, \forall I > n \ge IV$$
(18)

Em que, T_{res} , é a temperatura da camada do reservatório; o subíndice *n* representa as camadas *II*, *III* e *IV*; e *h* é a altura do reservatório.

3.1.4 Calculo da Potência Elétrica Gerada

Pela temperatura da célula, também é possível determinar a eficiência para converter a irradiância normal direta (*Direct Normal Irradiance* – DNI) em energia elétrica de uma única célula, através da Eq. (19).

$$\eta_c - \eta_r = \frac{d\eta}{dT} \cdot (T_c - T_r) \tag{19}$$

Em que, η_r e T_r são a eficiência e temperatura, respectivamente, de referência correspondente ao fator de concentração escolhido; e a taxa de variação da eficiência em relação a temperatura é considerada como: $\frac{d\eta}{dT} = -0.09167 + 0.005787 \cdot \ln(C)$, para valores do fator de concentração maiores que 30 sóis, conforme dados experimentais definidos em trabalhos da literatura [17]. A eficiência da célula permite obter a potência elétrica ideal produzida por uma célula, conforme Eq. (20) e a potência real, pela Eq. (22).

$$P_c = \eta_c \cdot \eta_{opt} \cdot A_c \cdot C \cdot G_{dir,r} \cdot f \tag{20}$$

$$k_t = 1 + \sigma_t \cdot (T_c - 25) \tag{21}$$

$$P_{c,r} = k_t \cdot P_c \tag{22}$$

Para o cálculo da potência elétrica de uma célula, definida na Eq. (22), a Eq. (20) determina a potência ideal de uma única célula, em que, η_{opt} é a eficiência ótica total do dispositivo; A_c é a área de uma única célula. Para determinar a energia elétrica efetivamente fornecida pela célula, o coeficiente térmico de potência (κ_t) é adicionado a fim de indicar a redução percentual da eletricidade fornecida pelo sistema a uma determina temperatura de operação. Assim, na Eq. (21), o k_t é definido, sendo σ_t o coeficiente de temperatura, dado em 1/K. Na Eq. (21), a temperatura da célula (T_c) aparece em °C, a diferença de seu valor para a temperatura de referência de 2 °C. O coeficiente de temperatura (σ_t) possui um valor negativo, em %/°C, informando as perdas devido ao aquecimento da célula superior a 25 °C.

Através da potência real produzida por uma única célula, é possível definir a potência elétrica real produzida por um módulo CPV/T, com a Eq. (25), em conjunto com Eq. (23) e (24).

$$P_{mod} = P_{c,r} \cdot n_c \cdot \eta_{mod} \tag{23}$$

$$P_{par} = p_{par} \cdot G_{dir,r} \cdot A_c \cdot C \cdot n_c \tag{24}$$

$$P_{mod,r} = \left(P_{mod} - P_{par}\right) \cdot \eta_{inv} \tag{25}$$

Na Eq. (25), η_{inv} é a eficiência do inversor; P_{mod} é a potência elétrica ideal; e P_{par} representa as perdas por corrente parasita do módulo. Assim, a Eq. (23) apresenta a potência ideal do módulo, em que, n_c é o número de células; e η_{mod} é a eficiência de um único módulo. Este fator leva em consideração o acoplamento em série das células ao longo de uma *string*, ou seja, um conjunto de células associadas em série. A eficiência do módulo considera a possibilidade de que uma célula possa operar com uma eficiência menor que a nominal. A Eq. (24), apresenta as perdas por correntes parasitas geradas no módulo, em que, p_{par} representa o fator de perdas por radiação.

3.2 MODELO DO SISTEMA PV TRADICIONAL

O sistema composto por placas PVs convencionais visa atender toda a demanda elétrica. Nesse trabalho, as cargas a serem atendidas são: eletricidade, sistema de aquecimento de água da bomba de calor e sistema de refrigeração. A Fig. 16 apresenta um esquema do modelo proposto para as placas PVs convencionais.



A geração dos módulos PVs ocorre através da eficiência de cada tipo de módulo em converter energia da radiação solar em energia elétrica. Cada fabricante de placas PV realiza 47

testes laboratoriais, usualmente, aplicando uma irradiância de 1000 W/m² à uma temperatura de 25 °C. Nessas condições, é levantado as características do equipamento, tais como: eficiência da célula, coeficiente térmico da célula, tensão e corrente de operação e de curto circuito, e faixa de temperatura para operação da placa.

Para o cálculo da potência gerada por um módulo em cada instante de tempo, pode-se relacionar as condições do ambiente, onde as placas serão instaladas, com as condições testadas em laboratório. Assim, a Eq. (26) define o cálculo de perdas devido a temperatura, que é utilizado na Eq. (27), que define a produção de energia elétrica, em termos das características testadas em laboratório.

$$p_{temp} = T_{amb} \cdot f_{temp} \tag{26}$$

$$P_{mod} = P_{STC} \cdot r_{irrad} \cdot p_{mod} \cdot p_{temp} \cdot \eta_{inv} \cdot f_{rast} \cdot \left(\frac{100 + p_{temp}}{100}\right)$$
(27)

A Eq. (26) apresenta as perdas por temperatura ambiente (p_{temp}) em função da temperatura ambiente (T_0) e do coeficiente de temperatura (f_{temp}) em [%/°C]. Na Eq. (27), P_{STC} é a potência testada em condições de laboratório; r_{irrad} é a relação entre a irradiância total medida sobre a placa em seu local de instalação e a irradiância de teste, usualmente, no valor de 1000 W/m²; p_{mod} é o fator de perdas por conexão dos módulos em arranjo; η_{inv} é a eficiência do inversor; e f_{rast} é a perda devido à ausência do sistema de rastreamento de irradiância.

3.3 MODELO DE OTIMIZAÇÃO

Este trabalho propõe uma otimização visando o dimensionamento ótimo de um sistema CCHP utilizando CPV/T e um sistema de monogeração através de placas PVs em diferentes cenários de perfil de consumo e de área disponível para instalação. O modelo desenvolvido segue a formulação padrão de problemas de programação não linear (PNL), cuja função objetivo visa maximizar o Valor Uniforme Anual Equivalente (VAUE). O VAUE é analisado através do custo de investimento com cada sistema e os custos evitados através do atendimento da demanda por parte da geração do sistema CCHP ou do sistema de placas PVs. Assim, o dimensionamento de cada sistema visa suprir as demandas do hotel, não sendo contabilizado neste trabalho a injeção de corrente da geração de eletricidade de cada sistema proposto na rede elétrica de distribuição.

O problema de otimização proposto tem como variável de decisão o número ótimo de tecnologias a serem instalados no projeto. Ou seja, para o caso do sistema CCHP, a variável de

decisão é o número de módulos CPV/Ts e a capacidade ótima do reservatório de água quente que devem ser instalados para atender as demandas de eletricidade, água quente e refrigeração de um hotel. Para o caso do sistema de placas PVs convencionais, a variável de decisão é o número de módulos PVs. A formulação do problema proposto é definida pela função objetivo na Eq. (28), com restrições apresentadas na Eq. (29), Eq. (30) e Eq. (31).

$$Maximizar \ VAUE(x) \tag{28}$$

Sujeito a:

$$\mathbf{x}_{res} \cdot \mathbf{x}_{CPV/T} \cdot P_{CPV/T}^{ele} \le P_{ele} - P_{disp} \tag{29}$$

$$\mathbf{x}_{res} \cdot \mathbf{x}_{CPV/T} \cdot P_{CPV/T}^{chiller} \le P_{refrigeração} \tag{30}$$

$$\mathbf{x}_{res} \cdot \mathbf{x}_{CPV/T} \cdot A_{CPV/T} + \mathbf{x}_{res} \cdot A_{reservatório} \le A_{disp}$$
(31)

Em que, x_{res} é o número de reservatórios; $x_{CPV/T}$ é a quantidade de módulos CPV/Ts; $P_{CPV/T}^{ele}$ é a potência elétrica anual gerada pelo módulo CPV/T; P_{ele} é a demanda elétrica anual do hotel, incluindo as cargas elétricas e o uso da bomba de calor para aquecimento da água do reservatório; P_{disp} é a potência referente ao uso de disponibilidade da rede elétrica de distribuição; $P_{CPV/T}^{chiller}$ é a quantidade de calor ambiente removida pelo *chiller* de absorção; $P_{refrigeração}$ é a taxa de refrigeração do hotel; $A_{CPV/T}$ é a área ocupada pelo CPV/T; $A_{reservatório}$ é a área ocupada pelo reservatório; A_{disp} é a área disponível para instalação do sistema no hotel.

As restrições apresentadas referem-se ao sistema CCHP, em que o sistema ótimo é configurado através da capacidade de um determinado reservatório (x_{res}) que tem $x_{CPV/T}$ números ótimos de módulos CPV/T para cada capacidade de armazenamento de água quente. O número ótimo de módulos CPV/Ts ($x_{CPV/T}$) é escolhido através do limite inferior de 1 módulo e do limite superior definido pelo processo iterativo da estratificação de uma determinada capacidade de armazenamento. Assim, como exemplo, temos um reservatório de 3000 L que através do cálculo do processo iterativo suporta entre 1 a 5 módulos CPV/Ts para uma demanda de água quente definida. Assim, a capacidade ótima do reservatório pode ser de 6000 L, equivalente a duas vezes o número simulado, e o número ótimo de módulos CPV/Ts

pode ser de 4 módulos para cada 3000 L de reservatório. Como resultado desse exemplo, temse que o dimensionamento ótimo é de 6000 L com 8 módulos CPV/Ts.

A Eq. (28) apresenta a maximização do VAUE, dentro da formulação padrão de problemas não lineares. O VAUE determina uma série uniforme anual equivalente ao fluxo de caixa do investimento através da Taxa Mínima de Atratividade (TMA). Assim, o VAUE representa o ganho monetário absoluto da aplicação financeira anualmente. Se o VAUE for positivo, este investimento é recomendado economicamente. O VAUE é apresentado na Eq. (32).

$$VAUE(\mathbf{x}) = \sum_{n=1}^{n=N} \frac{FC_t(\mathbf{x})}{(1+i)^n} \cdot \left(\frac{i \cdot (1+i)^N}{(1+i)^N - 1}\right)$$
(32)

Sendo, FC_t é o fluxo de caixa do projeto no momento (t) em que o fluxo de caixa ocorreu, apresentado na Tabela 3; a taxa de juros (i); e o tempo do projeto (*n*). A Eq. (32) é definida em função da variável de decisão x.

Investimento Inicial				
Sistema CCHP com CPV/T	Sistema PV Convencional			
Custo da Célula PV	-			
Custo do Módulo PV	Custo com Módulo PV			
Custo do Concentrador	-			
Custo do Dispositivo Óptico	-			
Custo do Inversor	Custo com Inversor			
Custo do Tubo Absorvedor	-			
Custo de Rastreamento da Radiação Solar	-			
Custo Adicional com Suportes e Ferramentas	Custo Adicional com Suportes e Ferramentas			
Custo com Reservatório	-			
Custo com Chiller de Absorção	-			
Custo com Chiller Elétrico	-			
Custo com Mão de Obra	Custo com Mão de Obra			
Energia Economizada				
Sistema CCHP com CPV/T Sistema PV Convencional				
Produção de Energia Elétrica pelos Módulos CPV/Ts	Produção de Energia Elétrica pelas placas PVs			

Tabela 3 - Fluxo de Caixa.

Total da demanda de água quente utilizada	
Total da demanda de Refrigeração	

-		

Gastos Extras com o Sistema			
Sistema CCHP com CPV/T	Sistema PV Convencional		
Custo com Manutenção e Limpeza do Sistema	Custo com Manutenção e Limpeza dos Módulos		
Custo Elétrico para Aquecer parte do	-		
Reservatório			
Custo Elétrico com o uso Chiller Elétrico	-		

Fonte: Elaborado pelo Autor.

O fluxo de caixa é definido em função do número de tecnologias a serem instaladas, no caso do sistema de monogeração PV, é determinado por seus custos de investimento inicial e pelo custo evitado com a potência elétrica gerada anual. No caso do sistema CCHP, o fluxo de caixa consiste no custo do investimento inicial (com os módulos CPV/Ts, o *chiller* de absorção e o reservatório de água quente) e no somatório do custo evitado com a produção de energia elétrica, com a demanda de refrigeração atendida pelo *chiller* de absorção e com a demanda de água quente atendida pelo reservatório. A demanda de refrigeração e conomizada com o sistema CCHP é a demanda de refrigeração do ambiente retirada pelo *chiller* de absorção subtraído da taxa de refrigeração, assim a parcela de refrigeração que não é suprida pelo *chiller* de absorção é suprida pelo *chiller* leétrico. Para o caso da energia economizada com o aquecimento de água, como o sistema CPV/T substitui a bomba de calor pelo aquecimento solar no reservatório, toda a energia utilizada pela bomba de calor é considerada com o economizada nesse termo da equação. Porém, em alguns instantes a resistência para aquecer o reservatório é acionada, então essa energia subtrai a economia da bomba de calor.

As restrições utilizadas, no caso do sistema CCHP do CPV/T, são desigualdades não lineares, sendo elas: (i) atender a demanda de energia elétrica, que totalizam o consumo de eletricidade e do sistema de aquecimento de água através da bomba de calor, Eq. (29), respeitando o consumo de disponibilidade da rede para o caso de um consumidor trifásico; (ii) atender a demanda de refrigeração, Eq. (30); (iii) respeitar a área total disponível para instalação do módulo CPV/T com reservatório, considerando um espaço de 1,5 m entre módulos e reservatórios para circulação de ar e pessoas, Eq. (31).

Na Eq. (29), $n_{CPV/T}$ é o número de módulos CPV/T associado a um único reservatório; $P_{CPV/T}^{ele}$ é a demanda elétrica gerada anualmente pelo sistema CPV/T; P_{ele} é a demanda anual de consumo elétrico; P_{disp} é a demanda de disponibilidade da rede em um ano; e $P_{chuveiro}$ é a demanda elétrica da bomba de calor no ano. Na Eq. (30), $P_{CPV/T}^{chiller}$ é a potência gerada anualmente pelo *chiller* de absorção para atender a demanda anual de refrigeração $(P_{refrigeração})$. Por fim, na Eq. (31), $A_{CPV/T}$ é a área do módulo CPV/T somado a área do reservatório; e A_{disp} é a área disponível para instalação do sistema.

Para o caso do sistema PV convencional, as restrições utilizadas se resumem na Eq. (29) e Eq. (31). Sendo que a potência anual gerada pelas placas PV não pode exceder ao consumo total do hotel hipotético, contabilizando a demanda anual de eletricidade, de refrigeração e de uso de água quente pela bomba de calor, descontado do consumo de disponibilidade da rede elétrica.

3.4 MODELO DE INCERTEZAS

A atribuição de incertezas através do método de Monte Carlo (MC) considera diferentes condições climáticas (temperatura ambiente e radiação solar), diferentes curvas de consumo de eletricidade, de refrigeração e de água quente, e diferentes quantidades de pessoas ocupando cada quarto do hotel. Para definir a quantidade de simulações de MC, a desigualdade de Chebyshev é considerada, conforme Eq. (34).

$$P(|X - E(X)| \ge t) = P(Y \ge t^2) \le \frac{Var(X)}{t^2}$$
(33)

A desigualdade de Chebyshev afirma que a probabilidade da variável aleatória X estar longe da sua média é limitada por uma quantidade que aumenta à medida que Var(X) aumenta. Por exemplo, sendo *s* o desvio padrão, se $Var(X) = s^2$ e ao tomar t = 2s, então o Teorema de Chebyshev garante que 75 % da população está dentro do intervalo ($\mu - 2s$, $\mu + 2s$) [74].

Essa metodologia é desenvolvida através do *software* MATLAB em conjunto com a *toolbox* OPTI, para resolver o problema de otimização. O algoritmo utilizado pela *toolbox* no problema proposto é o *Basic Open-source Nonlinear Mixed Integer programming* (BONMIN), sendo este um código para solucionar problemas de programação não linear inteira mista, por meio do método *Branch-and-Bound* modificado [75].

4 ESTUDO DE CASO

O modelo de hotel considerado neste trabalho, antes da implementação do sistema CCHP e do sistema PV, a demanda de refrigeração é atendida por *chiller* elétrico e a demanda de água quente é atendida por uma bomba de calor, conforme Fig. 17.



Fig. 17 - Sistema atual de aquecimento de água dos hotéis considerados. Fonte: Elaborado pelo Autor.

Na Fig. 17, temos: 1 – Reservatório de água fria; 2 – Reservatório térmico para água quente; 3 – Registro; 4 – Bomba de controle da vazão de água; 5 – Tubulação; 6 – Bomba calor para aquecimento de água. O reservatório de água fria abastece o reservatório térmico, de forma a mantê-lo sempre cheio. A bomba puxa a água do reservatório de água quente e promove a circular para dentro da bomba de calor, onde ela é aquecida e volta para o reservatório térmico. A bomba de calor retira calor do ambiente em que ela está instalada, e transfere para a água que se deseja aquecer.

Neste modelo, é assumido que a bomba de calor possui um COP de 4,5 e aquece a água em uma temperatura fixa em 45 °C, conforme especificações do fabricante FromTherm. O dimensionamento do reservatório de água quente baseia-se na área construída do hotel, uma vez que as demandas estão em função dessa variável. Neste estudo, serão considerados hotéis de grande porte, acima de 1000 m², assim, é considerado reservatórios com capacidade de 20000 L.

O arranjo do módulo CPV/T utilizado neste trabalho possui os mesmos dados geométricos utilizados em [17]. Este sistema, ilustrado na Fig. 18, possui pequenos espelhos concentradores parabólico, que reflete a radiação solar sobre células de junção tripla (Índio-Gálio-Fosforeto – InGaP; Índio-Gálio-Arseneto – InGaAs; Germânio – Ge). Esses concentradores são alocados à uma certa distância entre eles em uma placa onde o fluido de resfriamento escoa em tubos de tamanhos adequados. Para buscar o ponto de maior eficiência

de conversão de energia solar, o sistema possui um mecanismo de rastreamento de eixo duplo, no qual os concentradores seguem o sol, por meio de um atuador. Destaca-se que o consumo elétrico do sistema de rastreamento não é englobado neste trabalho, uma vez que esse consumo é significativamente baixo frente a energia gerada pelo módulo CPV/T e a demanda consumida pelo hotel.



Fonte: Adaptado de [17].

Cada módulo do sistema CPV/T proposto comporta 90 células quadradas com área de 81 mm², e cada concentrador é representado por uma superfície parabólica de área 0,073 m². Nessa geometria, o nível de concentração considerado é de 900 sóis. Com base nesses valores, [17] determina que o *layout* desse sistema que ocupa menos espaço deve ser do tipo retangular, em que as células são organizadas em seis linhas paralelas, cada uma com 15 unidades. Assim, a área total ocupada pelo módulo, levando em conta a distância entre células e a distância entre os seis tubos de 0,05 m², que permitem a circulação do fluido refrigerante, é de 14,43 m², conforme Fig. 18.

Dentro das características construtivas desse equipamento, este trabalho considera a eficiência de referência (η_r) para o fator de concentração de 900 sóis no valor de 35 %, a temperatura de referência (T_r) igual a 25 °C, eficiência ótica total (η_{opt}) de 85 % [76], o fator f, que representa um sistema de rastreamento não ideal, igual a 0,9 e o coeficiente de temperatura (σ_t) no valor de -0,16 %. Além disso, é considerado que um único módulo e o inversor possuem ambos uma eficiência de 90 % [76]. É considerado ainda, na parte de cálculos

elétricos, que as perdas por correntes parasitas geradas no módulo (p_{par}) é igual a 0,023 [76]. Já para os cálculos térmicos, é assumido que a emissividade da célula (ε_c) é igual a 0,85 e o coeficiente convectivo médio para célula (\bar{h}_c) igual a 5 W/m².K [76]. As propriedades da água na pressão de 2 bar e do ar (densidade, capacidade calorífica, viscosidade dinâmica, condutividade térmica e número de Prandtl) são calculados conforme a temperatura da água e do ambiente, e suas equações estão apresentadas no ANEXO A e ANEXO B, respectivamente.

O esquema do sistema CPV/T, proposto no presente trabalho, é apresentado na Fig. 12. Essa configuração é utilizada para atender às demandas de energia elétrica, de refrigeração do ambiente e de aquecimento de água destinada ao banho. Os módulos CPV/Ts estão ligados ao sistema de um *chiller* de absorção e posteriormente em um reservatório, que funciona como um armazenamento de água quente, atendendo a demanda de água quente utilizada no banho, antes atendida por uma bomba de calor. Um termostato monitora a temperatura do nível mais quente do reservatório, assim, sempre que se precisa utilizar o reservatório e a temperatura do nível mais quente é inferior a temperatura de conforto para banho, o sistema de aquecimento auxiliar do reservatório é acionado, a fim de aquecer a temperatura do nível superior do reservatório para 50 °C. Esse sistema auxiliar opera como uma bomba de calor igual a já existente no hotel, com COP de 4,5 na conversão de energia térmica em energia elétrica.

A temperatura de saída do fluido refrigerante no tubo absorvedor passa por um processo iterativo, através do cálculo da vazão mássica, da temperatura da placa e da energia térmica do módulo CPV/T. Para isso, a temperatura de saída do fluido refrigerante é inicializada em 100 °C multiplicada por um fator de proporcionalidade da radiação solar. Ou seja, a temperatura inicial do processo iterativo é 100 °C multiplicado pela relação entre a radiação naquele instante e a radiação média. Essa variação na temperatura inicial agrega um maior impacto do perfil da radiação solar nos processos de conversão de energia desse sistema.

Nos casos em que a temperatura de saída do fluido refrigerante do tubo absorvedor exceder 95 °C, o *chiller* de absorção é alimentado por essa fonte térmica, e opera com um COP de 0,7. Posteriormente esse fluido é conduzido ao reservatório de abastecimento de água quente. Nesse reservatório, a diferença de temperatura da água gera uma estratificação em 3 níveis, garantindo que a água em temperatura elevada se concentre no nível mais alto desse armazenamento. O fluido do nível mais aquecido atende à demanda do uso do chuveiro, minuto a minuto, e o volume que é retirado do reservatório é igualmente devolvido com água em uma temperatura de 23 °C.

Nos períodos em que a massa de água que entra no *chiller* de absorção produz uma retirada do calor ambiente acima da taxa de refrigeração, o sistema utiliza apenas a massa de água necessária e a restante é direcionada para o reservatório. Outro caso comum no sistema de refrigeração, é a necessidade do *chiller* elétrico operar em conjunto com o *chiller* de absorção, neste caso, a energia elétrica da rede da distribuidora de energia é contabilizada como custo operacional desse projeto.

O sistema proposto é modelado para atender o consumo de um hotel hipotético na cidade do Rio de Janeiro. Esse hotel simulado com diferentes áreas construídas de número de quartos e andares. Sendo a área de um quarto assumida em 15 m².

A função objetivo visa maximizar o VAUE, a fim de encontrar o número ótimo de reservatórios para atender a demanda de água quente. Para o cálculo do VAUE, a taxa de juros considerada é a Selic, no valor de 6,5 % ao ano e o tempo do projeto é estimado em 25 anos, sendo este o tempo de duração mínimo da placa PV usualmente considerado em estudos de viabilidade econômica, conforme [77].

Nas próximas seções são descritos os dados de entrada utilizados na metodologia que compõe este trabalho.

4.1 CURVAS DE ENTRADA

As curvas de entradas utilizadas nessa metodologia são: DNI para o sistema CPV/T, irradiância global para o sistema PV, e curvas de demandas elétrica e de água para banho.

4.1.1 Curvas de Irradiância

As células fotovoltaicas do módulo CPV/T recebem radiação solar através do uso de dispositivos óticos, como espelho ou lentes. Por não estarem em contato direto com a irradiância atmosférica, essas células são atingidas apenas pela DNI, diferentemente das placas PV tradicionais que operam através da irradiância total. A curva da DNI pode ser obtida de três formas, em ordem de confiabilidade de informação, são elas: (i) valores medidos por uma estação meteorológica; (ii) estimação de valores via satélite; (iii) cálculo através de dados geográficos. Para o caso do Rio de Janeiro, o sistema de medição informa a DNI e a irradiância global em um intervalo horário é o *Solar and Wind Energy Resource Assessment* (SWERA) [78].

A Fig. 19 ilustra a DNI e a irradiância global medida utilizados neste estudo, considerando o sistema de medição do SWERA, apresentando valores horários médios de 30 anos.



Fig. 19 - DNI referente a cidade do Rio de Janeiro. Fonte: [78].

A Fig. 19 representa o acumulado das curvas de irradiância em um período mensal. Em verde, é representado a irradiância global medida acumulada mensalmente, usada para os cálculos do sistema de placas PV. Já a curva na cor azul representa o valor da DNI medida a ser utilizada nos cálculos do sistema CPV/T. Apesar da irradiância global ser a DNI acrescida da irradiância difusa, os métodos de medição não são os mesmos, motivo pelo o qual os dados extraídos do SWERA apresentam a DNI maior que a irradiância global em alguns meses.

4.1.2 Curva de Demanda Elétrica

A definição do consumo de energia elétrica e da demanda de água quente utilizada no banho é importante para o correto dimensionamento do sistema CPV/T. Esse consumo é definido em uma curva típica minuto a minuto ao longo de um ano. Para o caso do consumo de energia elétrica e de refrigeração em um hotel, o perfil da curva de demanda para hotel disponível em [79] é adotado neste trabalho. A Fig. 20 ilustra o perfil de consumo de um dia típico desse hotel.



Fig. 20 - Demanda de energia elétrica do hotel em um dia. Fonte: Adaptado de [79].

A Fig. 20 apresenta o perfil de consumo horário normalizado de energia elétrica e de energia destinada a refrigeração de um hotel. A variação desse perfil ocorre através da aplicação de incertezas sobre a curva de carga. Já a potência elétrica desse perfil, baseia-se na informação de demanda de eletricidade por unidade de área, ou seja, a demanda elétrica é considerada em função da área construída do hotel, estimados em [80], Fig. 21.





A Fig. 21 apresenta a demanda elétrica total do hotel utilizada para refrigeração, em verde, e demais cargas, em azul. A demanda elétrica de refrigeração corresponde a 64 % no mês de janeiro, ao passo que no inverno alcança apenas 24 % nos meses de junho e julho.

Com relação as incertezas na variação da carga nos dias do ano, a função de distribuição de probabilidade gaussiana é considerada, sendo a média os valores de um dia típico para cada estação do ano, e o desvio padrão de 10,2 % da média, conforme [79], [81]–[83].

4.1.3 Curva de Demanda de Água Quente

Para o consumo de água no banho, seis fatores são considerados, sendo eles: (i) a taxa de ocupação mensal do hotel; (ii) a vazão do chuveiro; (iii) o tempo de banho; (iv) a probabilidade do uso do chuveiro em relação a hora; (v) a quantidade de quartos que o hotel possui; e (vi) o número de pessoas por quarto.

A taxa de ocupação hoteleira da cidade do Rio de Janeiro é apresentada na Fig. 22, conforme Pesquisa de Mercado Ocupacional Hoteleira, realizada pela Associação Brasileira da Indústria de Hotéis Nacional (ABIH) [84].



Fig. 22 - Taxa de ocupação dos hotéis da cidade do Rio de Janeiro. Fonte: Adaptado de [84].

No caso da vazão do chuveiro (v), é criado uma variável aleatória de distribuição uniforme de 6 a 25 L/min. O número de pessoas por quarto é representado por uma variável aleatório uniforme de números inteiros entre 1 e 4. A quantidade de chuveiros ligados ao mesmo tempo no hotel (ρ) é definido pelo produto entre o número de quartos que o hotel possui, a quantidade de pessoas em cada quarto, da taxa de ocupação e da probabilidade do uso do chuveiro em uma hora específica, conforme Eq. (34).

$$\rho_t = q \cdot p_d \cdot oc_t \cdot \chi_t \tag{34}$$

Na Eq. (34), *q* representa o número de quartos que o hotel possui; *p* o número de pessoas por quarto, com variação diária; *oc* a taxa de ocupação com variação mensal; e a probabilidade do uso do chuveiro em relação a hora do dia (χ). Este último é apresentado na Fig. 23.



Fonte: Elaborado pelo Autor.

Com relação ao tempo de banho (τ), é considerado que 40 % das pessoas utilizam 10 min no banho, 30 % gastam 5 min, 25 % tomam banho em 15 min e 5 % consomem entre 16 e 25 min no banho. Assim, τ é considerado como uma variável aleatória de distribuição uniforme variando de 0% a 100%, conforme ilustrado na Fig. 24.



Por fim, a curva de consumo do chuveiro (CC) é apresentada pela Eq. (35).

$$CC_t = \{ v_t \cdot \rho_t \cdot \chi_t | CC \in \tau \}$$
(35)

A Eq. (35) mostra que um determinado valor de consumo de água deve permanecer o mesmo durante o tempo τ em minutos. Após essa duração o valor é atualizado.

4.1.4 Curva de Temperatura

A temperatura ambiente (T_0) é definida através do histórico medido por uma estação meteorológica do Rio de Janeiro [85]. Assim, a temperatura medida é considerada como um processo estocástico, em que as variáveis aleatórias são representadas pelas horas do dia em cada estação do ano, e a média e o desvio padrão horário é calculado. Esses dois parâmetros são utilizados para gerar uma incerteza nas curvas de temperatura ambiente diária seguindo uma distribuição gaussiana. A Tabela 4, apresenta a configuração dos dados desse processo estocástico para alguns instantes do ano.

Estação do	Hora	Média [°C]	Desvio
Ano			Padrão [ºC]
Verão	01:00	26.0611	1.9073
	12:00	27.4478	1.8185
	20:00	27.8622	1.6921
Outono	01:00	24.3457	1.6330
	12:00	24.6191	2.0684
	20:00	25.3447	1.7954
Inverno	01:00	21.7333	2.3788
	12:00	21.8989	2.2821
	20:00	22.4548	2.3484
Primavera	01:00	22.6736	2.0105
	12:00	23.9429	2.3312
	20:00	23.7791	2.1713

Tabela 4 - Distribuição de probabilidade da temperatura ambiente.

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Por fim, a temperatura de conforto para o banho é definida em função da temperatura ambiente. Essa relação é apresentada em [86], como $T_{banho}(t) = -0.55 \cdot T_0(t) + 45.867$. A Fig. 25 apresenta a relação da temperatura de conforto com a temperatura ambiente para um dia típico.



Fig. 25 - Curva de temperatura ambiente em um dia típico. Fonte: Elaborado pelo Autor.

Na Fig. 25, destaca-se que a temperatura de conforto para banho é inversamente proporcional a temperatura ambiente, ou seja, quanto mais frio for a temperatura do meio, mais quente será a temperatura da água solicitada para atender o banho.

O controle de temperatura aciona o aquecimento auxiliar do reservatório (bomba de calor), quando a temperatura no nível mais alto do reservatório é inferior a temperatura de conforto do banho. Ao acionar o aquecimento auxiliar, a bomba de calor aquece um nível do reservatório em uma temperatura de 50 °C. Quando a temperatura do nível superior do reservatório (nível de atendimento da demanda de água quente) é maior que a temperatura de conforto para banho, o misturador de água fria é considerado.

Através das curvas médias de entrada apresentadas nessa seção, a aplicação das incertezas é realizada conforme resumo exposto na Tabela 5.

rabela 5 - Resumo dos dados de incertezas das curvas de entrada.			
Dado de Entrada	F.D.P.	Desvio Padrão	Intervalo
Temperatura Ambiente	Gaussiana	Calculado pelos	-
		dados amostrais	
Demanda de Eletricidade	Gaussiana	10,2 %	-
Demanda de Refrigeração	Gaussiana	10,2 %	-
Quantidade de Pessoas por	Uniforme	-	Entre 1 e 4
Quarto			

1 • 4

Vazão da Água Quente para	Uniforma		Entre 6 e 25
Consumo	Uniforme	-	L/min
Duração do Banho	Uniforme	-	Fig. 24

Fonte: Elaborado pelo Autor.

A F.D.P refere-se à função de distribuição de probabilidade, indicando o formato da densidade de probabilidade que a incerteza assumirá nos casos da simulação de MC.

4.2 COMPONENTES DO PROJETO

A função objetivo que maximiza o VAUE, contabiliza os custos de instalação para a implementação do projeto. A Tabela 6 apresenta os componentes utilizados e seus custos associados, em cada um dos sistemas analisados, tanto o sistema CCHP com CPV/T e o sistema convencional de placas PV. Neste trabalho, os preços disponibilizados no artigo [17] são utilizados neste trabalho, devido ao CPV/T ser uma tecnologia nova no mercado e seus custos variarem de designer para designer. Desta forma, este trabalho considera todos os custos do mercado europeu com conversão de cambio de R\$ 5,39 para 1 euro.

Sistema	Componentes	Custo
Utilizado		
	Célula PV	37.73 R\$/m ²
	Módulo CPV/T	2.748,90 R\$
	Concentrador	754,60 R\$/m ²
V/T	Dispositivo Óptico	4.953,40 R\$
n CP	Componentes Adicionais	4.042,50 R\$
P cor	Sistema de Rastreamento	1.886,50 R\$
CCH	Sistema de Trocador de Calor	1.212,80 R\$
ema (Inversor	2.021,20 R\$
Siste	Reservatório	Tabela 7
	Sistema de Aquecimento do Reservatório	269,50 R\$
	Sistema do Chiller de Absorção para cada	16.056,00 R\$
	1.5 kW	
ΡV	Módulo PV	Tabela 8
ema	Inversor para cada 18 módulos PV	9.270,80 R\$
Sist	Componentes Adicionais	808,50 R\$

Tabela 6 - Custos dos equipamentos.

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Os custos referentes aos componentes adicionais representam cabos, eletrodutos, caixa de passagem e demais dispositivos necessários para realizar as ligações elétricas em cada projeto. Além dos custos da Tabela 6, é adicionado o custo da mão de obra no valor de 10 % do custo total dos materiais e o custo de manutenção de limpeza dos equipamentos não é considerado, em ambos os tipos de sistema a serem analisados.

A capacidade em litros do reservatório acoplado ao sistema CPV/T, que atenderá o consumo de água quente para banho no hotel, é dimensionado considerando produtos encontrados no mercado. Desta forma, o modelo de otimização proposto encontra o projeto mais viável para cada um dos tipos de reservatórios estudados. A Tabela 7 apresenta os tipos de reservatórios analisados.

Tabela 7 - Especificações de reservatórios comerciais.				
Capacidade	Diâmetro	Altura [m]	Custo [R\$]	Local a ser
[L]	Interno [m]			Instalado
1100	0,680	3,800	2.867,50	Telhado
3000	1,300	2,650	9.863,70	Telhado
5000	1,640	2,650	13.189,00	Telhado
20000	3,170	2,830	29.645,00	Térreo

Fonte: Elaborado pelo Autor.

A Tabela 7 informa as capacidades, dimensões e custo dos reservatórios de água quente que são avaliados no sistema CCHP. Destaca-se que a melhor localização para a instalação dos reservatórios é junto aos módulos CPV/Ts, ou seja, no telhado. Desta forma é possível reduzir as perdas térmicas e perdas de cargas no processo de escoamento da água entre módulo CPV/T e reservatório. Contudo, levando em consideração o peso do equipamento, uma solução com reservatório de 20000 L é analisada no térreo do hotel.

Para cada um dos reservatórios considerados, o modelo de otimização proposto tem como variável de decisão a quantidade de reservatórios a ser instalada, a fim de maximizar o retorno do investimento. Além disso, o modelo também define a capacidade máxima de módulos associados a um único reservatório, através de um processo iterativo para o dimensionamento da temperatura de saída do fluido do tubo absorvedor, com a restrição de que a temperatura da placa não pode exceder 220 °C e que a temperatura do nível menos quente da estratificação do reservatório não pode exceder 100 °C. Essa temperatura determinada em [17], é considerada como ideal para valores de fator de concentração de 900 sóis.

Para a avaliação comparativa entre o sistema CPV/T e a placa PV tradicional, a Tabela 8 apresenta as especificações técnicas de uma placa comercial utilizada neste trabalho.

	Tabo	ela 8 - Especificações d	le placas PVs comercia	ais.
Capacidade [W]	Largura [m]	Comprimento [m]	Perdas Térmicas	Custo [R\$]
			(<i>K</i>) [%/°C]	
420	2.078	0.992	-0.37	905,52
Fonte: Elaborado pelo Autor.				

A Tabela 8 apresenta os custos do módulo PV sem o sistema de rastreamento de irradiância. A potência apresentada para cada módulo refere-se à capacidade de potência testada em laboratório, com 1000 W/m² e 25 °C. Para os cálculos do modelo do sistema PV, é considerado que a eficiência do inversor é de 0,9, a perda pela falta do sistema de rastreamento é de 0,9, a perda por arranjo² do sistema é de 0,9, analogamente considerações feitas no sistema CPV/T, conforme modelo proposto em [17].

4.3 CENÁRIOS DE SIMULAÇÃO DE MONTE CARLO

Os modelos de sistema de CCHP com CPV/T e de sistema de placas PVs são analisados considerando diferentes cenários de incertezas de temperatura ambiente, irradiância solar sobre as tecnologias e consumo diário de eletricidade, água e refrigeração através de simulações de Monte Carlo (MC).

O modelo de hotel típico da cidade do Rio de Janeiro engloba diferentes estruturas de área construída. É assumido que o quarto possui 15 m², e que o número de quartos por andar varia entre 10 e 16 quartos. Além disso, são consideradas estruturas com 12 a 16 andares. A Fig. 26 apresenta um modelo de variação da área construída do hotel.

² Perdas por associação de placas PVs, considerando conexão de cabos entre placas.



Fig. 26 - Variação da estrutura do hotel. Fonte: Elaborado pelo Autor.

Inicialmente as simulações de MC são realizadas para um hotel de 10 quartos por andar com 12 andares. Em seguida o número de quartos por andar é acrescido em duas unidades, passando a ter uma estrutura de 12 quartos por andar, com 12 andares. Esse processo é realizado até o hotel apresentar 16 quartos por andar, com 12 andares. Posteriormente, o número de andares é acrescido em duas unidades, em que o hotel passa a possuir uma estrutura de 14 quartos por andar, com 10 andares. Esse processo é repetido até que o último cenário estrutural de hotel analisado é com 16 quartos por andar e 16 andares. Desta forma, a Tabela 9 apresenta os formatos de hotéis hipotéticos analisados.

Tabela 9 - Tipos de hotéis hipotéticos analisados.				
Hotel	Quantidade de	Quantidade de	Área	Área
	Andares	Quartos/Andar	Disponível [m ²]	Construída
				[m ²]
1	12	10	150	1800
2	12	12	180	2160
3	12	14	210	2520
4	12	16	240	2880
5	14	10	150	2100

6	14	12	180	2520
7	14	14	210	2940
8	14	16	240	3360
9	16	10	150	2400
10	16	12	180	2880
11	16	14	210	3360
12	16	16	240	3840

Fonte: Elaborado pelo Autor.

A Tabela 9 classifica os hotéis analisados nesse estudo em termos da área construída e da área disponível para instalação do sistema CCHP ou do sistema PV, levando em consideração que cada quarto possui 15 m².

5 ANÁLISE DE RESULTADOS

O modelo de otimização é avaliado em 12 tipos de hotéis hipotéticos considerando as variações climáticas da cidade do Rio de Janeiro, a fim de determinar o design de maior VAUE baseado na área construída e área disponível do hotel. Cabe ressaltar que os consumos de água quente para banho, refrigeração e eletricidade estão em função do metro quadrado de área construída, conforme justificado na sessão 4.1.

Aplicando a metodologia proposta para otimizar o dimensionamento do sistema CCHP e do sistema PV convencional, a Fig. 27 apresenta o VAUE, com taxa de desconto de 6,5 % ao ano, dos 12 hotéis hipotéticos simulados neste trabalho, considerando as incertezas climáticas de temperatura e de radiação solar, e as incertezas nas curvas de demandas de eletricidade, refrigeração e aquecimento de água, apresentadas para a cidade do Rio de Janeiro.



Fig. 27 - Sistema CCHP com CPV/T e sistema PV otimizados por área construída de hotel. Fonte: Elaborado pelo Autor.

Na Fig. 27, o VAUE otimizado é apresentado em função da área construída do hotel. A área construída varia com o número de andares e o número de quartos por andar, considerando que um quarto possui 15 m². Ou seja, quanto maior a área construída do hotel maior são suas demandas de eletricidade, água quente e refrigeração. Na Fig. 27, o sistema CPV/T é apresentado em todos os 12 cenários de hotéis, porém o sistema PV é representado apenas nos cenários de 12 andares. Essa simplificação no resultado do VAUE é realizada uma vez que o dimensionamento ótimo da quantidade de placas PVs a serem instaladas no hotel é a mesma

em todos os cenários com a mesma relação de quartos por andar (mesma área disponível). Ou seja, à medida que o hotel se expande verticalmente (aumento da quantidade de andares), mantendo a área disponível (número de quartos por andar) para instalação do sistema, não há alteração na quantidade de painéis PVs a serem instalados, pois o número ótimo é a quantidade máxima de placas PVs que cabem na área disponível.

Como exemplo, no cenário de 10 quartos por andar com 12 andares, o número de placas a serem instaladas é igual ao cenário de 10 quartos por andar com 14 andares, ou 16 andares. Isso ocorre porque a área disponível para instalação dos painéis é a mesma nos três casos. Ademais, o alto consumo de energia elétrica do hotel e a baixa eficiência do sistema PV fazem com que o resultado ótimo da simulação seja ocupar toda a área disponível com painéis para atender parte da demanda do hotel. Analogamente, outras quantidades de quartos por andar apresentam a mesma quantidade de placas PVs instaladas independentemente do número de andares. Assim, é possível representar o VAUE do sistema PV apenas em um cenário de número de andares.

Por outro lado, ainda com relação ao sistema PV, a Fig. 27 mostra que o aumento do número de quartos por andar acarreta no aumento da área disponível do telhado para instalação dos sistemas de geração de energia considerados, o que promove um aumento na quantidade de placas PVs instaladas, aumentando o retorno esperado do investimento.

Já o sistema CPV/T, na Fig. 27, apresenta sensibilidade no dimensionamento da topologia conforme o aumento do número de andares e aumento de quartos por andar. Isto é devido à maior eficiência do sistema CPV/T, permitindo que nos hotéis com a mesma relação de quartos por andar, mas diferentes andares (por exemplo, os três tipos de hotéis com 10 quartos por andar: com 12, 14 e 16 andares) seja possível alocar quantidades diferentes de módulos CPV/Ts (diferentemente do resultado do sistema PV) para atender as demandas de eletricidade, refrigeração e água quente. Em outras palavras, a maior eficiência do sistema CPV/T faz com que não seja necessário ocupar toda a área disponível do hotel com geração solar. Desta forma, a Fig. 27 indica que o aumento da demanda (que neste trabalho está associado ao aumento da área construída do hotel) proporciona cenários em que o CPV/T pode se tornar economicamente mais viável que o sistema PV.

A entrada de mais módulos CPV/Ts aumenta o custo de investimento, porém atende uma maior parcela das demandas do hotel, possibilitando o aumento do VAUE. Desta forma, é possível haver uma configuração em que um alto número de andares com pequeno número de quartos por andar (grande área construída e pequena área disponível para instalação) possa
garantir que o sistema CCHP com módulos CPV/Ts seja economicamente mais vantajoso que o sistema PV. Essa tendência é visível na Fig. 27 ao comparar os cenários de 10 quartos por andar com 12 e 16 andares, em que o VAUE do sistema CPV/T apresenta um aumento médio expressivo de 45,43 kR\$ para 178,37 kR\$, respectivamente. Esse resultado já mostra uma tendência, que se o número de andares for superior a 16, o VAUE médio do sistema CPV/T ultrapassará o VAUE médio de 195,680 kR\$ do sistema PV.

Destaca-se que o aumento das demandas de refrigeração e de água quente influi na necessidade de mais módulos CPV/Ts para aquecer uma maior quantidade de massa de água responsável por alimentar o *chiller* de absorção e o reservatório de água quente. Quando as restrições do projeto não permitem a entrada de mais módulos CPV/Ts, o *chiller* elétrico e a bomba de calor para o aquecimento do nível de água mais quente do reservatório são acionados frequentemente, podendo acarretar em um aumento no custo da energia elétrica. Assim, na Fig. 27, é visto que alguns cenários do modelo estocástico, o VAUE apresenta grandes dispersões, como é o caso do hotel de 10 quartos por andar com 12 andares e 12 quartos por andar com 14 andares.

Cumpre destacar que as restrições que limitam a entrada de módulos CPV/Ts são: (i) área disponível, para instalação do sistema; (ii) temperatura da placa não pode violar 220 °C, porém com a entrada de módulos CPV/Ts, mais quente será a temperatura do reservatório, e mais quente será a temperatura do fluido refrigerante da placa; (iii) reservatório de água quente não pode violar a temperatura de 50 °C em seu nível inferior (nível 3), nível utilizado para refrigeração do módulo CPV/T; (iv) geração de energia elétrica das células PVs não pode exceder o consumo de eletricidade. O último caso não ocorre nos modelos de hotéis de grande porte, devido ao alto consumo de energia elétrica. Porém as três primeiras restrições acontecem constantemente, tornando o sistema CPV/T sensível a variação das demandas, principalmente no consumo de água quente, que implica na temperatura do reservatório utilizado tanto para atender essa demanda do hotel, como para refrigerar o módulo CPV/T.

No aquecimento de água no sistema CPV/T, a bomba de calor é dimensionada para aquecer apenas o nível 1 do reservatório, que corresponde a 1/3 de sua capacidade. Ao passo que no modelo de hotel sem o sistema CCHP, a bomba de calor era projetada para aquecer o reservatório por completo. Assim, a falta de módulos CPV/Ts para aquecer o reservatório de água quente implica no aumento da utilização da bomba de calor. No atendimento da taxa de refrigeração, a entrada do *chiller* de absorção não é justificada se não houver módulos CPV/Ts suficientes para mantê-lo operando, neste caso, é necessário que a quantidade de módulos

mantenha uma quantidade alta de massa de água superior a temperatura de 90 °C, sendo essa a temperatura de operação do *chiller* de absorção. Além da limitação por espaço do sistema CPV/T, existem outros motivos que limitam a quantidade do sistema.

Assim, em linhas gerais, nas condições simuladas na Fig. 27, em que a taxa de juros é de 6,5 % ao ano, o custo de investimento considera valores encontrados no mercado europeu e o hotel apresenta uma infraestrutura moderna com *chiller* elétrico e bomba de calor, é possível identificar cenários em que o sistema CCHP com CPV/Ts é economicamente mais vantajoso que o sistema de placas PVs convencionais. Os casos em que o sistema PV é melhor que o CPV/T consiste em áreas construídas inferiores à 2880 m² e área disponível de 180 m², equivalente a 16 andares com 12 quartos por andar. Neste cenário, a demanda elétrica média anual é superior à 107 MW, a taxa de refrigeração média é 232 MWt e a demanda de aquecimento de água média é superior a 174 MWt. Além disso, o aumento da área construída (aumento da demanda), sem o aumento da área disponível, limita o dimensionamento do sistema CPV/T, como visto no cenário de 16 andares com 10 quartos por andar. Ou seja, para altas demandas e pequena área disponível para instalação do sistema CPV/T, não é possível dimensionar o número de módulos necessários, principalmente no que tange o atendimento das demandas de água quente, e da taxa de refrigeração, que podem gerar custos extras para o hotel.

Para analisar o atendimento das demandas de eletricidade, refrigeração e aquecimento de água, de cada sistema e cenários deste estudo a Fig. 28 apresenta em termos percentuais o atendimento dessas demandas em função de sua área construída.



Fig. 28 - Atendimento global das demandas nos cenários analisados. Fonte: Elaborado pelo Autor.

Para o sistema PV, o percentual atendido considera a geração das placas PVs e o consumo de todas as cargas elétricas ao longo do ano, incluindo o *chiller* elétrico e a bomba de calor. No caso do sistema CPV/T, as demandas geradas e consumidas são consideradas desassociadas, ou seja, a taxa de refrigeração atendida leva em consideração a produção de frio do *chiller* de absorção, a demanda de água quente leva em consideração a economia de energia térmica com a bomba de calor, e o atendimento das demandas elétricas leva em consideração a geração de energia elétrica das células PVs e o consumo do *chiller* elétrico e da bomba de calor.

Sobre o atendimento das demandas elétricas, o sistema composto apenas por placas PVs possui uma geração de energia elétrica muito superior ao sistema CCHP com CPV/T. Nos cenários de hotéis considerados, são utilizadas de 72 a 116 placas, com 72 células cada, esse número varia conforme a área disponível para instalação do sistema. No caso do sistema CCHP, são utilizados de 4 a 16 módulos CPV/Ts que possuem 90 células cada, com fator de concentração de 900 sóis, o que permite intensificar a radiação solar sobre as células e aumentar sua eficiência na conversão de energia solar em energia elétrica. Desta forma, considerando os extremos superiores do sistema de placas PVs (116 placas com 72 células) e do sistema com módulos CPV/Ts (16 módulos com 90 células), existe uma redução de 83 % no número de células utilizadas do sistema PV para o sistema CPV/T. Apesar dessa redução no número de células, um módulo CPV/T gera 12,9 MWh ao ano, 67 % a mais que uma placa PV de 420 W, que gera 3,6 MWh ao ano, considerando as condições médias do modelo estocástico.

A Fig. 28 mostra que o aumento da área construída do hotel implica na redução do atendimento das demandas do sistema PV, que para um hotel de 12 andares e 10 quartos por andar, por exemplo, atingiu 65 % das demandas elétricas totais do hotel. Ao passo que para um hotel com área construída duas vezes maior (16 andares e 16 quartos por andar), o atendimento da demanda pelo sistema PV é em média de apenas 30 %. Esse efeito é provocado pela limitação da quantidade de placas PVs que podem ser instaladas na área disponível do hotel.

Para o atendimento das demandas pelo sistema CCHP com CPV/T, o aumento da demanda sem aumentar a área disponível para instalação dessa tecnologia, possibilitou a entrada de mais módulos CPV/Ts, de forma a manter o atendimento das demandas elétricas na faixa de 26 % a 48 %. Esse percentual engloba a taxa de refrigeração do *chiller* elétrico, que não pode ser atendida pelo *chiller* de absorção, e o consumo da bomba de calor, que não pode ser evitado pelo aquecimento do fluido trocador de calor do CPV/T. Deste modo, o atendimento das cargas elétricas do sistema CCHP não deve ser comparado com o consumo das demandas elétricas totais do sistema PV.

Pela Fig. 28, o atendimento da taxa de refrigeração se manteve entre 40 % e 50 %. Esse resultado é justificado pelo incremento de módulos CPV/Ts à medida que a área construída e a demanda do hotel aumentam. Assim, é possível aquecer mais massa de água em temperaturas elevadas, garantindo a operação do *chiller* de absorção durantes os períodos de radiação solar.

Com relação a demanda de aquecimento de água, o sistema CCHP com CPV/T garante entre 20 % a 35 % de redução de energia térmica com a bomba de calor. Essa baixa economia reflete a limitação da quantidade de módulos CPV/Ts que podem ser instaladas no hotel. Ao aumentar o número de módulos CPV/Ts é possível abastecer o reservatório com mais massa de água em temperaturas elevadas, reduzindo o uso da bomba de calor para aquecimento do nível superior do reservatório. Contudo, a limitação no número de módulos CPV/Ts é fundamental para respeitar as restrições de: (i) limitação na área disponível de instalação (Eq. (31)); (ii) limite de 220 °C na temperatura da placa e de 50 °C na temperatura do nível mais baixo do reservatório (nível utilizado para refrigerar os módulos CPV/Ts).

Em uma análise global, o comportamento das demandas ao longo do ano é fundamental para a escolha do sistema CCHP com CPV/T e do sistema PV. Para avaliar o melhor sistema a ser instalado em cada cenário de área construída e disponível dos hotéis modelados, no ponto de vista econômico, a Fig. 29 apresenta um resumo da comparação dos sistemas com maior VAUE considerando as simulações de MC, que considera as incertezas minuto a minuto ao longo do ano, em cada configuração de hotel.



Fonte: Elaborado pelo Autor.

Na Fig. 29 é comprovado que o aumento da área construída e consequentemente o aumento da demanda torna o sistema CCHP com CPV/T um investimento melhor que o sistema PV, considerando os custos de investimento inicial do mercado europeu e hotéis com

infraestrutura de aquecimento de água via bomba de calor e torre de refrigeração para operação do *chiller* elétrico. Para investigar os melhores dimensionamentos dentro dos 12 hotéis considerados na simulação de MC, a Tabela 10 apresenta os sistemas ótimos escolhidos.

Andares AndarQuartos AndarCapacidade d Armazenamento (L)Quantidade Relativa (PV/T)Frequência Relativa (P)Prequência Relativa (P)Prequência de placas PVPrequência Relativa (P)121020000490 % 57134 % 7256 %12122000042 % 687100 %12122000042 % 687100 %121220000698 %7010 %132000062 % 751 %100 %100 %1420000940 % 7101 %100 %1420000940 %116100 %1420000539 % 672100 %1620000539 % 672100 %1620000539 % 672100 %16200001068 %101100 %1412200001288 %101100 %1588 %101100 %1386 %100 %161288 %116100 %1386 %162000064 %72100 %172000068 %72100 %184558 %72100 %191060 %72100 %10192000064 %72100 %10 <t< th=""><th>Cenário</th><th></th><th colspan="3">CPV/T</th><th colspan="2">PV</th></t<>	Cenário		CPV/T			PV	
Andars Quartos/ Andar Armazenamento [L] de Módulos CPV/T Relativa [%] Quantidade de Placas PV Frequência Relativa [%] 12 A mazenamento (L] $e^{PV/T}$ $[\%]$ 70 10% 12 10 20000 4 90% 71 34% 12 10 20000 4 2% 70 10% 12 12 20000 4 2% 87 100% 12 12 20000 6 98% 71 34% 12 12 20000 6 98% 71 100% 12 14 20000 9 40% 10 10 90% 10 10% 10% 13 60% 72 100% 10% 10% 10% 10% 10% 14 12 20000 12% 8% 10 10% 10% 10% 10% 10% <		0	Capacidade de	Quantidade	Frequência		_
$ \begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	Andares	Quartos/	Armazenamento	de Módulos	Relativa	Quantidade	Frequência
$ \begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$		Andar	[L]	CPV/T	[%]	de Placas PV	Relativa [%]
$ \begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$					00.04	70	10 %
$ \begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	12	10	20000	4	90 %	71	34 %
$ \begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$				5	10 %	72	56 %
$ \begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$				4	2 %		100.00
$ \begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	12	12	20000	6	98 %	87	100 %
$ \begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$				5	3 %		
$ \begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$				6	2 %		100 %
$ \begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	12	14	20000	7	51 %	101	
$ \begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$				8	44 %		
$ \begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	12			9	40 %	116	100 %
$ \begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$		16	20000	10	60 %		
$ \begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	14	10	10 20000	5	39 %	72	100 %
$ \begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	14			6	61 %		
$ \begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	14	12	20000	7	55 %	87	100 %
$ \begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	14	12	20000	8	45 %		
$ \begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	14	14	14 20000	9	12 %	101	100.0/
$ \begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	14	14	20000	10	88 %	101	100 %
$ \begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$				11	6 %		
13 86 % 16 10 20000 6 4 % 72 100 % 16 10 20000 6 4 % 72 100 % 16 12 20000 9 40 % 87 100 % 10 60 % 60 % 87 100 %	14	16	20000	12	8 %	116	100 %
$ \begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$				13	86 %		
$ \begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$				5	8 %		
16 7 88 % 12 20000 9 40 % 10 60 % 87 100 %	16	10	20000	6	4 %	72	100 %
16 12 20000 9 40 % 10 60 % 87 100 %				7	88 %		
10 12 20000 10 60 %	16	12	20000	9	40 %	87	100 %
	10	12	12 20000	10	60 %		
16 14 20000 12 18 %	12	1 /	20000	12	18 %	101	100.0/
10 14 20000 13 81 %	10	14	20000	13	81 %	101	100 %

Tabela 10 - Sistemas ótimos em cada modelo de hotel.

			14	1 %		
			14	3 %		
16	16	20000	15	5 %	116	100 %
			16	92 %		

Fonte: Elaborado pelo Au

-

Observa-se que a o sistema de placas PVs mantém sua topologia ótima no número máximo de placas que podem ser instaladas na área disponível do hotel. Para o sistema CCHP a capacidade ótima do reservatório de água quente se manteve em 20000 L em todos os cenários, sendo este o limite superior da capacidade dos reservatórios simulados. Contudo a quantidade de módulos CPV/Ts apresenta um crescimento em relação ao aumento da área disponível e a demanda. Além disso, o número ótimo de módulos CPV/Ts se altera conforme a variação das curvas de demandas ao longo do ano dentro de um mesmo cenário de hotel. Essa variação ocorre pelas restrições de temperatura da placa e temperatura do nível inferior do reservatório. Desta forma, basta apenas um determinado instante ao longo do ano em que uma das restrições é violada para que a quantidade máxima de módulos CPV/Ts seja limitada.

Para avaliar a qualidade dos resultados simulados, a Tabela 11 representa a metodologia de convergência da simulação de MC. A convergência ocorre quando a desigualdade de Chebyshev é garantida em 75 %, ou seja, é considerado que as simulações convergem para uma faixa entre mais ou menos dois desvios padrão da média. Assim, o resultado de qualquer simulação possui probabilidade de 75 % de estar na faixa de dois desvios padrão da média.

Cenário			CPV/T		PV	
Andar	Quartos/	Simulações	Média	Desvio Padrão	Média	Desvio Podrão
	Andar		[κιτφ]	1 aui au	[ΚΙζφ]	1 aur au
12	10	67	45,43	9,05%	194,19	0,95%
12	12	58	149,21	5,98 %	236,43	0,07%
12	14	159	177,52	21,32%	274,51	0,08%
12	16	147	240,14	14,26%	315,31	0,07%
14	10	308	125,80	32,10%	195,70	0,07%
14	12	180	176,85	21,50%	236,45	0,07%
14	14	53	260,48	4,05%	274,54	0,08%
14	16	45	333,82	3,08%	315,33	0,08%
16	10	58	178,45	4,53%	195,68	0,06%

Tabela 11 - Verificação da qualidade dos resultados da simulação de MC nos sistemas analisados.

16	12	192	240,38	14,29%	236,46	0,07%
16	14	82	324,65	5,72%	274,49	0,07%
16	16	63	353,70	8,20%	315,36	0,07%

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Apesar do baixo número de simulações, em todos os 12 cenários de hotéis, a desigualdade de Chebyshev é garantida. Como exemplo, para o hotel de 14 andares com 10 quartos por andar, o desvio padrão para o sistema CPV/T é de 32,10 %, e sua média é de 125,80 kR\$, então o valor máximo e mínimo encontrado para o VAUE nas simulações é de 165,23 kR\$ e 69,82 kR\$, respectivamente. Apesar da disparidade dos limites em relação à média, é garantido que a probabilidade de a próxima simulação estar dentro dessa faixa é de 75 %, uma vez que é considerado que os limites superiores e inferiores variam com a variância, segundo a desigualdade de Chebyshev. Esse teorema é utilizado neste trabalho, devido ao alto tempo gasto por uma simulação, dado o esforço computacional do processo iterativo das equações da termodinâmica utilizadas para o controle de vazão mássica e de temperatura de saída do fluido no tubo absorvedor do CPV/T, que são calculadas minuto a minuto ao longo de um ano.

5.1 ANÁLISE DA METODOLOGIA DO SISTEMA CCHP COM CPV/T

O modelo de reservatório estratificado em três níveis, proporciona um modelo sensível as trocas térmicas do reservatório com o ambiente, e sensível a entrada e saída de água do reservatório, sendo elas: (i) entrada de fluido aquecido devido a refrigeração da placa do módulo CPV/T; (ii) retirada de água quente para atender a demanda do hotel; e (iii) reposição de água que foi retirada em temperatura ambiente. Para avaliar o modelo proposto do reservatório, a Fig. 30 apresenta a performance dos 3 níveis do reservatório ao longo de dois dias consecutivos de operação do sistema CPV/T do cenário de hotel de 14 andares e 16 quartos por andar. Esse modelo de hotel foi escolhido como exemplo para avaliar os parâmetros discutidos na metodologia devido ao seu baixo desvio padrão nas simulações de MC (Tabela 11), indicando uma boa convergência nos resultados, e devido ao bom investimento econômico (Fig. 27), indicando que o sistema CCHP supriu grande parte das demandas.



Fig. 30 - Comportamento das temperaturas estratificadas do reservatório de armazenamento de água quente, para o hotel de 14 andares e 16 quartos por andar. Fonte: Elaborado pelo Autor.

A Fig. 30 apresenta o modelo de estratificação do reservatório em 3 níveis, com destaque para os valores máximos, médios e mínimos do hotel de 14 andares e 16 quartos por andar na simulação de MC. O nível 1, ilustrado em vermelho na Fig. 30, possui as moléculas de água mais quente e o nível 3, representado em azul, possui as moléculas de água menos quente. Este terceiro nível é utilizado como fluido refrigerante do módulo CPV/T.

Na Fig. 30 é ilustrado o comportamento de um reservatório com capacidade de 20000 L associado a 13 módulos CPV/T, na maioria das simulações. No período da noite sem radiação solar, entre 20:00 da noite e 05:00 da manhã, a temperatura do nível 1 do reservatório atinge em alguns instantes a temperatura de 50 °C, devido ao acionamento da bomba de calor para atender a demanda. Já nos períodos de radiação solar, entre 05:00 e 20:00, a combinação da massa de água da saída dos módulos CPV/Ts em temperaturas elevadas, permite que a temperatura do nível 1 ultrapasse a temperatura de 50 °C. Observa-se na Fig. 30 que a redução da temperatura do nível 1 é realizada de forma gradativa, devido à alta demanda de água quente do hotel. Assim, pode-se afirmar, nos períodos de redução de temperatura, que a massa de água que entra no nível 1 do reservatório para atender a demanda é maior que a massa de água que entra

Com relação a operação do sistema auxiliar de aquecimento do reservatório, a Fig. 30 não indica os momentos e nem a frequência em que a bomba de calor é acionada. Porém os resultados simulados indicam que ao longo do ano a bomba de calor é acionada em média 15 % dos instantes com um desvio padrão de 2 % entre as simulações de MC. Os períodos que mais recorreram a utilização da bomba de calor durante o ano são entre 07:00 e 10:00 e entre 18:00 e 23:00, indicando que a água aquecida no reservatório, remanescente do período de radiação solar, não é suficiente para atender a demanda de água quente nesse período da manhã e da noite. Para os dias simulados na Fig. 30 a bomba de calor é acionada em média 46 % dos instantes com desvio padrão de 10 %.

Outra análise importante sobre a metodologia proposta, é o comportamento do controle do fluido refrigerante do módulo CPV/T. Esse fluido retira o calor da placa a fim de manter os níveis adequados de temperatura de operação da célula PV no módulo CPV/T, garantindo uma alta eficiência na conversão de energia solar em energia elétrica. A retirada de calor da placa para o fluido refrigerante é controlada pela vazão mássica do fluido. Quando essa vazão é pequena, o fluido percorre o tubo absorvedor do CPV/T de forma lenta, permitido absorver mais calor da placa. Analogamente, altos valores de vazão mássica permitem que o fluido escoe rapidamente pelo tubo absorvedor, o que garante uma baixa transferência de calor da placa para o fluido refrigerante.

Dada a importância do controle da temperatura da placa, que influencia diretamente na eficiência da célula PV, o modelo proposto considera essa temperatura uma das restrições do problema de otimização. Para avaliar o comportamento da temperatura da placa, do fluido de saída do tubo absorvedor e a vazão mássica, a Fig. 31 apresenta a curva desses parâmetros.



Fig. 31 - Comportamento da vazão mássica e das temperaturas da placa e da saída do fluido refrigerante do módulo CPV/T, para o hotel de 14 andares e 16 quartos por andar. Fonte: Elaborado pelo Autor.

A Fig. 31 apresenta os mesmos dois dias consecutivos ilustrados na Fig. 30. As temperaturas da placa e de saída do fluido refrigerante do módulo CPV/T são controladas pela vazão mássica da água que entra e saí do tudo absorvedor. Esses parâmetros são monitorados para que a máxima temperatura de operação da placa, de 220 °C, não seja violada. Para que a temperatura da placa não viole o limite de 220 °C, a vazão mássica é definida em um processo iterativo. Destaca-se que quanto mais fria a temperatura da água no nível 3 do reservatório (nível que alimenta o tudo absorvedor do módulo CPV/T) maior pode ser a troca de calor com a placa, e quanto mais quente a temperatura da água (que devido as restrições do problema de otimização, essa temperatura não atinge 50 °C) menor esse potencial. Desta forma, é visto na Fig. 31 que nos períodos de radiação solar intensa a vazão mássica do fluido se reduz. Nos períodos em que não há radiação solar, a vazão mássica tende a zero, devido ao esfriamento da placa pela temperatura ambiente provocando uma diferença pequena entre a quantidade de calor do fluido refrigerante e da placa.

Por fim, outra proposta da metodologia que merece atenção é o modelo do *chiller* de absorção. Essa máquina opera com um COP de 0,7 em 80 °C por ser de simples efeito. O *chiller* começa a operar quando a temperatura do fluido de saída do módulo CPV/T, sendo essa a mesma temperatura do fluido de entrada no *chiller*, é superior a 95 °C. Dado que o gerador de vapor do *chiller* opera à 80 °C a temperatura do fluido de saída foi limitada em 90 °C. Como exemplo desse processo, a Fig. 32 apresenta a curva da taxa de refrigeração, do *chiller*

de absorção e do *chiller* elétrico, referentes aos mesmos dois dias analisados em Fig. 30 e Fig. 31.



Fig. 32 - Comportamento do *chiller* de absorção e do *chiller* elétrico frente a taxa de refrigeração, para o hotel de 14 andares e 16 quartos por andar. Fonte: Elaborado pelo Autor.

No modelo de hotel apresentado na Fig. 32, durante o período de 08:00 às 17:00, em que se verifica alta radiação solar, o *chiller* elétrico não precisa ser acionado para complementar o *chiller* de absorção. No período de baixa radiação solar, em torno de 08:00 e entre 17:00 e 18:00, é visível o incremento ou redução da produção de frio pelo *chiller* de absorção, sendo assim necessária a atuação complementar do *chiller* elétrico.

6 CONCLUSÃO

Este trabalho propõe uma metodologia para otimização do dimensionamento de um sistema CCHP que utiliza a tecnologia CPV/T associada a um reservatório de armazenamento de água quente e um *chiller* de absorção. O problema de otimização tem características não lineares e visa maximizar o VAUE em 12 diferentes casos de área construída e área disponível para instalação em hotéis hipotéticos, porém com condições climáticas, perfil de consumo e tamanhos típicos da cidade do Rio de Janeiro. O modelo é otimizado considerando cenários de incertezas minuto a minuto ao longo do ano através da simulação de MC. Além disso, a otimização do dimensionamento do sistema de monogeração utilizando placas PVs é realizada para comparação da tecnologia mais adequada economicamente para cada configuração do hotel. Assim, são analisados o VAUE e o percentual atendido de cada demanda de eletricidade, refrigeração e água quente para o sistema CCHP com CPV/T e para o sistema PV convencional.

Neste trabalho, a tecnologia CPV/T é modelada através do processo iterativo das equações da termodinâmica, a fim de encontrar a vazão mássica do fluido que passa pelo tubo absorvedor do CPV/T, a temperatura da placa e a temperatura de saída do fluido refrigerante. Além disso, é proposto a estratificação em três níveis para o reservatório de água quente, tornando as trocas de calor entre a massa de água que vem do CPV/T, que sai para atender a demanda do hotel e que chega ao reservatório para repor a água retirada, próximas de um modelo real. Neste cenário, a maior contribuição deste trabalho consiste em propor uma metodologia de comparação entre a tecnologia CPV/T e PV convencional, abordando detalhes que outros trabalhos não consideram, tais como, a estratificação do armazenamento de água quente, curvas de demandas e condições ambientais estocásticas, controle de operação do *chiller* de absorção, e controle da vazão do escoamento do fluido refrigerante para manter os níveis adequados de operação da placa e da célula do módulo CPV/T.

A fim de avaliar a metodologia proposta, 12 cenários de hotéis de diferentes números de andares e quartos por andar são simulados. Os resultados indicam que o sistema CCHP com CPV/T passa a ser economicamente mais vantajoso que o sistema PV convencional em casos de alta demanda e grande área disponível. Assim, a partir da área construída de 3360 m² e área disponível para instalação do sistema de 210 m², equivalente a um hotel de 16 andares e 14 quartos por andar, o CPV/T ganha competitividade no mercado. Essa restrição ocorre devido ao seu alto custo inicial, sendo necessário reformas no hotel para incorporar o sistema de refrigeração com o *chiller* de absorção.

Apesar do alto custo inicial da tecnologia CPV/T, é comprovado nesse trabalho que sua eficiência na conversão de energia solar em energia térmica garante produção de frio, através da utilização do *chiller* de absorção, que atende entre 40 % e 50 % da taxa de refrigeração do hotel. A produção de calor promove uma economia no sistema de aquecimento de água entre 20 % e 35 % da bomba de calor no hotel. Além disso, dispositivo óptico que concentra a radiação solar sobre as células PVs, em uma intensidade de 900 sóis, aumenta a produção de energia elétrica em 68 % em relação as placas PVs convencionais para uma mesma área de célula fotovoltaica. Esse resultado comprova a análise teórica sobre a eficiência dos módulos CPV/T e a necessidade de uma área reduzida para produzir energia elétrica e térmica de forma contínua.

Esses resultados possuem limitações no que tange os dados de entrada do modelo com relação a infraestrutura inicial do hotel, os custos de investimento com as tecnologias e a taxa de juros considerada. Com relação a infraestrutura do hotel, os resultados obtidos no modelo consideram hotéis que possuem: (i) uma torre central de refrigeração alimentada por *chiller* elétrico, com possibilidade de instalação de um *chiller* de absorção para operação conjunta; (ii) sistema de bomba de calor operando em um reservatório de tamanho determinado para atender o sistema de água quente, com encanamento dimensionado para o controle de misturador de água quente e fria. Essas características de atendimento da demanda de água quente e de refrigeração não são um padrão dos hotéis da cidade do Rio de Janeiro, porém é uma tendência dos hotéis mais novos, devido a economia de energia. Assim, hotéis que exijam o *retrofit* na infraestrutura, para se adaptar ao modelo proposto neste estudo, poderão apresentar outros cenários de resultados.

Além da limitação da infraestrutura inicial do hotel, destaca-se que os custos de investimento são baseados nos valores comercializados na Europa, devido à ausência da tecnologia CPV/T em mercado nacional. Desta forma, a importação ou nacionalização dos módulos CPV/Ts no Brasil pode implicar em uma mudança significativa nos resultados apresentados nesse trabalho.

Outra variável de entrada que pode influenciar em uma nova configuração de resultados é a taxa de juros. Neste trabalho, os resultados analisados consideram a taxa de juros de 6,5 % ao ano, levando em consideração a economia atual. Porém, durante muitos anos o Brasil vivenciou taxas superiores a 10 % ao ano. Além disso, se houver a necessidade de um financiamento para a realização do projeto proposto, é usual a utilização de taxas superiores a 6,5 % ao ano. Neste contexto, o aumento da taxa de juros proporciona uma redução no VAUE, sendo mais significativo na tecnologia CPV/T do que na tecnologia PV, devido ao alto custo inicial dos módulos CPV/Ts.

Trabalhos futuros podem investigar outros modelos de hotéis, e até mesmo outros tipos de unidade consumidora, tais como *shoppings*, indústrias, mercados e condomínios. A modelagem do reservatório de água quente pode ser melhorada, através da: (i) incorporação de modelos com capacidade maiores dos que as consideradas neste trabalho, permitindo a entrada de mais módulos CPV/Ts na topologia; e (ii) melhoria no isolamento térmico do reservatório, reduzindo a troca de calor com o meio. Além disso, o modelo de convergência para a simulação de MC pode ser refinado pela Lei dos Grandes Números, levando o VAUE a convergir em um único valor e agregando veracidade a informação do sistema otimizado. Contudo, será necessária uma máquina de simulação com alta capacidade computacional e a aplicação de programação paralela. Outra proposta futura é a investigação da performance de diferentes módulos CPV/Ts, tais como concentradores parabólico, de alta concentração, e concentradores lineares com lente de Fresnel. Com relação ao modelo de otimização, é possível expandir a metodologia para englobar a otimização do despacho econômico do sistema CCHP.

REFERÊNCIA

- M. M. Rahman, M. Hasanuzzaman, e N. A. Rahim, "Effects of operational conditions on the energy efficiency of photovoltaic modules operating in Malaysia", *J. Clean. Prod.*, vol. 143, p. 912–924, fev. 2017, doi: 10.1016/j.jclepro.2016.12.029.
- [2] U. Sajjad, M. Amer, H. M. Ali, A. Dahiya, e N. Abbas, "Cost effective cooling of photovoltaic modules to improve efficiency", *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 14, p. 100420, set. 2019, doi: 10.1016/j.csite.2019.100420.
- [3] P. Singh, S. Singh, M. Lal, e M. Husain, "Temperature dependence of I–V characteristics and performance parameters of silicon solar cell", *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 92, n^o 12, p. 1611–1616, dez. 2008, doi: 10.1016/j.solmat.2008.07.010.
- [4] Y. Jia, G. Alva, e G. Fang, "Development and applications of photovoltaic-thermal systems: A review", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 102, p. 249–265, mar. 2019, doi: 10.1016/j.rser.2018.12.030.
- [5] B. C. Riggs *et al.*, "Techno-economic analysis of hybrid PV/T systems for process heat using electricity to subsidize the cost of heat", *Appl. Energy*, vol. 208, p. 1370–1378, dez. 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.09.018.
- [6] G. Wang, Z. Chen, e P. Hu, "Design and experimental investigation of a Multi-segment plate concentrated photovoltaic solar energy system", *Appl. Therm. Eng.*, vol. 116, p. 147– 152, abr. 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.01.045.
- [7] G. Wang, F. Wang, F. Shen, T. Jiang, Z. Chen, e P. Hu, "Experimental and optical performances of a solar CPV device using a linear Fresnel reflector concentrator", *Renew. Energy*, vol. 146, p. 2351–2361, fev. 2020, doi: 10.1016/j.renene.2019.08.090.
- [8] R. Daneshazarian, E. Cuce, P. M. Cuce, e F. Sher, "Concentrating photovoltaic thermal (CPVT) collectors and systems: Theory, performance assessment and applications", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 81, p. 473–492, jan. 2018, doi: 10.1016/j.rser.2017.08.013.
- [9] T. Maatallah e W. B. Youssef, "Simulation and performance analysis of concentrating photovoltaic/thermal collector (CPV/T) with three-sided thermal insulation based on coupled optothermal model", *Sol. Energy*, vol. 181, p. 308–324, mar. 2019, doi: 10.1016/j.solener.2019.02.002.
- [10] T. Otanicar *et al.*, "Experimental evaluation of a prototype hybrid CPV/T system utilizing a nanoparticle fluid absorber at elevated temperatures", *Appl. Energy*, vol. 228, p. 1531–1539, out. 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.07.055.

- [11] H. Xie, J. Wei, Z. Wang, G. Yang, e Q. Ma, "Design and performance research on eliminating multiple reflections of solar radiation within compound parabolic concentrator (CPC) in hybrid CPV/T system", *Sol. Energy*, vol. 129, p. 126–146, maio 2016, doi: 10.1016/j.solener.2016.01.037.
- [12] I. K. Karathanassis, E. Papanicolaou, V. Belessiotis, e G. C. Bergeles, "Design and experimental evaluation of a parabolic-trough concentrating photovoltaic/thermal (CPVT) system with high-efficiency cooling", *Renew. Energy*, vol. 101, p. 467–483, fev. 2017, doi: 10.1016/j.renene.2016.09.013.
- [13] G. Zhang, J. Wei, Z. Wang, H. Xie, Y. Xi, e M. Khalid, "Investigation into effects of non-uniform irradiance and photovoltaic temperature on performances of photovoltaic/thermal systems coupled with truncated compound parabolic concentrators", *Appl. Energy*, vol. 250, p. 245–256, set. 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.05.022.
- [14] J. Robertson *et al.*, "Field testing of a spectrum-splitting transmissive concentrator photovoltaic module", *Renew. Energy*, vol. 139, p. 806–814, ago. 2019, doi: 10.1016/j.renene.2019.02.117.
- [15] O. Z. Sharaf e M. F. Orhan, "Concentrated photovoltaic thermal (CPVT) solar collector systems: Part I – Fundamentals, design considerations and current technologies", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 50, p. 1500–1565, out. 2015, doi: 10.1016/j.rser.2015.05.036.
- Y. P. Chandra e T. Matuska, "Stratification analysis of domestic hot water storage tanks: A comprehensive review", *Energy Build.*, vol. 187, p. 110–131, mar. 2019, doi: 10.1016/j.enbuild.2019.01.052.
- [17] C. Renno e F. Petito, "Design and modeling of a concentrating photovoltaic thermal (CPV/T) system for a domestic application", *Energy Build.*, vol. 62, p. 392–402, jul. 2013, doi: 10.1016/j.enbuild.2013.02.040.
- [18] C. Renno, "Optimization of a concentrating photovoltaic thermal (CPV/T) system used for a domestic application", *Appl. Therm. Eng.*, vol. 67, nº 1–2, p. 396–408, jun. 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.03.026.
- [19] C. Renno e F. Petito, "Modelling of a linear focus concentrating photovoltaic and thermal system for different load scenarios of a residential user", *Energy Convers. Manag.*, vol. 188, p. 214–229, maio 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.03.024.
- [20] B. Su, W. Han, W. Qu, C. Liu, e H. Jin, "A new hybrid photovoltaic/thermal and liquid desiccant system for trigeneration application", *Appl. Energy*, vol. 226, p. 808–818, set. 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.06.034.

- [21] A. Buonomano, F. Calise, A. Palombo, e M. Vicidomini, "Adsorption chiller operation by recovering low-temperature heat from building integrated photovoltaic thermal collectors: Modelling and simulation", *Energy Convers. Manag.*, vol. 149, p. 1019–1036, out. 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.05.005.
- [22] F. Calise, R. D. Figaj, e L. Vanoli, "A novel polygeneration system integrating photovoltaic/thermal collectors, solar assisted heat pump, adsorption chiller and electrical energy storage: Dynamic and energy-economic analysis", *Energy Convers. Manag.*, vol. 149, p. 798–814, out. 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.03.027.
- [23] P. Alves, J. F. P. Fernandes, J. P. N. Torres, P. J. Costa Branco, C. Fernandes, e J. Gomes, "From Sweden to Portugal: The effect of very distinct climate zones on energy efficiency of a concentrating photovoltaic/thermal system (CPV/T)", *Sol. Energy*, vol. 188, p. 96–110, ago. 2019, doi: 10.1016/j.solener.2019.05.038.
- [24] Z. Wang, J. Wei, G. Zhang, H. Xie, e M. Khalid, "Design and performance study on a large-scale hybrid CPV/T system based on unsteady-state thermal model", *Sol. Energy*, vol. 177, p. 427–439, jan. 2019, doi: 10.1016/j.solener.2018.11.043.
- [25] G. Wang, Y. Yao, Z. Chen, e P. Hu, "Thermodynamic and optical analyses of a hybrid solar CPV/T system with high solar concentrating uniformity based on spectral beam splitting technology", *Energy*, vol. 166, p. 256–266, jan. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2018.10.089.
- [26] K. Rahbar, A. Riasi, H. Khatam Bolouri Sangjoeei, e N. Razmjoo, "Heat recovery of nano-fluid based concentrating Photovoltaic Thermal (CPV/T) Collector with Organic Rankine Cycle", *Energy Convers. Manag.*, vol. 179, p. 373–396, jan. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2018.10.066.
- [27] K. Tabet Aoul, A. Hassan, A. H. Shah, e H. Riaz, "Energy performance comparison of concentrated photovoltaic – Phase change material thermal (CPV-PCM/T) system with flat plate collector (FPC)", *Sol. Energy*, vol. 176, p. 453–464, dez. 2018, doi: 10.1016/j.solener.2018.10.039.
- [28] C. Renno, D. D'Agostino, F. Minichiello, F. Petito, e I. Balen, "Performance analysis of a CPV/T-DC integrated system adopted for the energy requirements of a supermarket", *Appl. Therm. Eng.*, vol. 149, p. 231–248, fev. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.12.007.
- [29] W. Ben Youssef, T. Maatallah, C. Menezo, e S. Ben Nasrallah, "Assessment viability of a concentrating photovoltaic/thermal-energy cogeneration system (CPV/T) with storage

for a textile industry application", *Sol. Energy*, vol. 159, p. 841–851, jan. 2018, doi: 10.1016/j.solener.2017.11.058.

- [30] O. Bany Mousa, R. A. Taylor, e A. Shirazi, "Multi-objective optimization of solar photovoltaic and solar thermal collectors for industrial rooftop applications", *Energy Convers. Manag.*, vol. 195, p. 392–408, set. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.05.012.
- A. Buonomano, F. Calise, G. Ferruzzi, e L. Vanoli, "A novel renewable polygeneration [31] system for hospital buildings: Design, simulation and thermo-economic optimization", vol. 67. n° 1-2,Appl. Therm. Eng., p. 43-60, jun. 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.03.008.
- [32] S. A. Khan, Y. Bicer, e M. Koç, "Design and analysis of a multigeneration system with concentrating photovoltaic thermal (CPV/T) and hydrogen storage", *Int. J. Hydrog. Energy*, dez. 2018, doi: 10.1016/j.ijhydene.2018.12.047.
- [33] M. A. Al-Nimr, M. Bukhari, e M. Mansour, "A combined CPV/T and ORC solar power generation system integrated with geothermal cooling and electrolyser/fuel cell storage unit", *Energy*, vol. 133, p. 513–524, ago. 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.05.142.
- [34] A. Arabkoohsar e G. B. Andresen, "Design and optimization of a novel system for trigeneration", *Energy*, vol. 168, p. 247–260, fev. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2018.11.086.
- [35] A. Baghernejad, M. Yaghoubi, e K. Jafarpur, "Exergoeconomic optimization and environmental analysis of a novel solar-trigeneration system for heating, cooling and power production purpose", *Sol. Energy*, vol. 134, p. 165–179, set. 2016, doi: 10.1016/j.solener.2016.04.046.
- [36] I. H. V. Gue, A. T. Ubando, K. B. Aviso, e R. R. Tan, "Optimal Design of a Trigeneration Plant using Fuzzy Linear Programming with Global Sensitivity Analysis on Product Price Uncertainty", *Energy Procedia*, vol. 158, p. 2176–2181, fev. 2019, doi: 10.1016/j.egypro.2019.01.617.
- [37] V. C. Onishi, C. H. Antunes, E. S. Fraga, e H. Cabezas, "Stochastic optimization of trigeneration systems for decision-making under long-term uncertainty in energy demands and prices", *Energy*, vol. 175, p. 781–797, maio 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.03.095.
- [38] A. L. Luque e A. Viacheslav, Orgs., *Concentrator Photovoltaics*, vol. 130. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2007.
- [39] P. J. Verlinden *et al.*, "Update on two-year performance of 120 kWp concentrator PV systems using multi-junction III–V solar cells and parabolic dish reflective optics",

in 2008 33rd IEEE Photovolatic Specialists Conference, San Diego, CA, USA, 2008, p. 1– 6, doi: 10.1109/PVSC.2008.4922734.

- [40] M. A. Schuetz, K. A. Shell, S. A. Brown, G. S. Reinbolt, R. H. French, e R. J. Davis, "Design and Construction of a ~7× Low-Concentration Photovoltaic System Based on Compound Parabolic Concentrators", *IEEE J. Photovolt.*, vol. 2, nº 3, p. 382–386, jul. 2012, doi: 10.1109/JPHOTOV.2012.2186283.
- [41] J. B. Lasich *et al.*, "World's first demonstration of a 140kWp Heliostat Concentrator PV (HCPV) system", in 2009 34th IEEE Photovoltaic Specialists Conference (PVSC), Philadelphia, PA, USA, 2009, p. 002275–002280, doi: 10.1109/PVSC.2009.5411354.
- [42] D. Walter *et al.*, "A 20-sun hybrid PV-Thermal linear micro-concentrator system for urban rooftop applications", in 2010 35th IEEE Photovoltaic Specialists Conference, Honolulu, HI, USA, 2010, p. 000831–000836, doi: 10.1109/PVSC.2010.5617182.
- [43] A. Hasan, J. Sarwar, e A. H. Shah, "Concentrated photovoltaic: A review of thermal aspects, challenges and opportunities", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 94, p. 835–852, out. 2018, doi: 10.1016/j.rser.2018.06.014.
- [44] P. Yadav, B. Tripathi, S. Rathod, e M. Kumar, "Real-time analysis of low-concentration photovoltaic systems: A review towards development of sustainable energy technology", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 28, p. 812–823, dez. 2013, doi: 10.1016/j.rser.2013.08.047.
- [45] Y. Amanlou, T. Tavakoli Hashjin, B. Ghobadian, e G. Najafi, "Air cooling low concentrated photovoltaic/thermal (LCPV/T) solar collector to approach uniform temperature distribution on the PV plate", *Appl. Therm. Eng.*, vol. 141, p. 413–421, ago. 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.05.070.
- [46] Y. Amanlou, T. T. Hashjin, B. Ghobadian, G. Najafi, e R. Mamat, "A comprehensive review of Uniform Solar Illumination at Low Concentration Photovoltaic (LCPV) Systems", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 60, p. 1430–1441, jul. 2016, doi: 10.1016/j.rser.2016.03.032.
- [47] X. Ju *et al.*, "A review of concentrated photovoltaic-thermal (CPVT) hybrid solar systems with waste heat recovery (WHR)", *Sci. Bull.*, vol. 62, nº 20, p. 1388–1426, out. 2017, doi: 10.1016/j.scib.2017.10.002.
- [48] C. L. Ong, W. Escher, S. Paredes, A. S. G. Khalil, e B. Michel, "A novel concept of energy reuse from high concentration photovoltaic thermal (HCPVT) system for

desalination", *Desalination*, vol. 295, p. 70–81, jun. 2012, doi: 10.1016/j.desal.2012.04.005.

- [49] G. Mittelman, A. Kribus, e A. Dayan, "Solar cooling with concentrating photovoltaic/thermal (CPVT) systems", *Energy Convers. Manag.*, vol. 48, nº 9, p. 2481– 2490, set. 2007, doi: 10.1016/j.enconman.2007.04.004.
- [50] R. Leutz e A. Suzuki, *Nonimaging Fresnel Lenses*, vol. 83. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2001.
- [51] M. Imtiaz Hussain e G. H. Lee, "Thermal performance comparison of line- and pointfocus solar concentrating systems: Experimental and numerical analyses", *Sol. Energy*, vol. 133, p. 44–54, ago. 2016, doi: 10.1016/j.solener.2016.03.062.
- [52] W. T. Xie, Y. J. Dai, R. Z. Wang, e K. Sumathy, "Concentrated solar energy applications using Fresnel lenses: A review", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, nº 6, p. 2588–2606, ago. 2011, doi: 10.1016/j.rser.2011.03.031.
- [53] Y. Shen, Y. Jia, X. Sheng, L. Shen, J. A. Rogers, e N. C. Giebink, "Nonimaging Optical Gain in Luminescent Concentration through Photonic Control of Emission Étendue", ACS *Photonics*, vol. 1, nº 8, p. 746–753, ago. 2014, doi: 10.1021/ph500196r.
- [54] S. T. Bailey *et al.*, "Optimized excitation energy transfer in a three-dye luminescent solar concentrator", *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 91, nº 1, p. 67–75, jan. 2007, doi: 10.1016/j.solmat.2006.07.011.
- [55] J.-M. Delgado-Sanchez, "Luminescent solar concentrators: Photo-stability analysis and long-term perspectives", *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 202, p. 110134, nov. 2019, doi: 10.1016/j.solmat.2019.110134.
- [56] M. G. Debije e P. P. C. Verbunt, "Thirty Years of Luminescent Solar Concentrator Research: Solar Energy for the Built Environment", *Adv. Energy Mater.*, vol. 2, nº 1, p. 12– 35, jan. 2012, doi: 10.1002/aenm.201100554.
- [57] A. Luque e S. Hegedus, Orgs., *Handbook of photovoltaic science and engineering*. Hoboken, NJ: Wiley, 2003.
- [58] H. Zhai, Y. J. Dai, J. Y. Wu, e R. Z. Wang, "Energy and exergy analyses on a novel hybrid solar heating, cooling and power generation system for remote areas", *Appl. Energy*, vol. 86, nº 9, p. 1395–1404, set. 2009, doi: 10.1016/j.apenergy.2008.11.020.
- [59] S. Soheyli, M. H. Shafiei Mayam, e M. Mehrjoo, "Modeling a novel CCHP system including solar and wind renewable energy resources and sizing by a CC-MOPSO

algorithm", *Appl. Energy*, vol. 184, p. 375–395, dez. 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.09.110.

- [60] A. A. Alnaqi, H. Moayedi, A. Shahsavar, e T. K. Nguyen, "Prediction of energetic performance of a building integrated photovoltaic/thermal system thorough artificial neural network and hybrid particle swarm optimization models", *Energy Convers. Manag.*, vol. 183, p. 137–148, mar. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.01.005.
- [61] Y. Chen, J. Wang, C. Ma, e Y. Gao, "Thermo-ecological cost assessment and optimization for a hybrid combined cooling, heating and power system coupled with compound parabolic concentrated-photovoltaic thermal solar collectors", *Energy*, vol. 176, p. 479–492, jun. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.03.185.
- [62] A. Buonomano, F. Calise, e A. Palombo, "Solar heating and cooling systems by CPVT and ET solar collectors: A novel transient simulation model", *Appl. Energy*, vol. 103, p. 588–606, mar. 2013, doi: 10.1016/j.apenergy.2012.10.023.
- [63] H. Najafi e K. A. Woodbury, "Optimization of a cooling system based on Peltier effect for photovoltaic cells", *Sol. Energy*, vol. 91, p. 152–160, maio 2013, doi: 10.1016/j.solener.2013.01.026.
- [64] S. Sanaye e A. Sarrafi, "Optimization of combined cooling, heating and power generation by a solar system", *Renew. Energy*, vol. 80, p. 699–712, ago. 2015, doi: 10.1016/j.renene.2015.02.043.
- [65] J. Wang, Y. Chen, e N. Lior, "Exergo-economic analysis method and optimization of a novel photovoltaic/thermal solar-assisted hybrid combined cooling, heating and power system", *Energy Convers. Manag.*, vol. 199, p. 111945, nov. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.111945.
- [66] V. Garcia-Heller, S. Paredes, C. L. Ong, P. Ruch, e B. Michel, "Exergoeconomic analysis of high concentration photovoltaic thermal co-generation system for space cooling", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 34, p. 8–19, jun. 2014, doi: 10.1016/j.rser.2014.02.037.
- [67] D. Xu, Q. Liu, J. Lei, e H. Jin, "Performance of a combined cooling heating and power system with mid-and-low temperature solar thermal energy and methanol decomposition integration", *Energy Convers. Manag.*, vol. 102, p. 17–25, set. 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2015.04.014.
- [68] A. Moaleman, A. Kasaeian, M. Aramesh, O. Mahian, L. Sahota, e G. Nath Tiwari, "Simulation of the performance of a solar concentrating photovoltaic-thermal collector,

applied in a combined cooling heating and power generation system", *Energy Convers. Manag.*, vol. 160, p. 191–208, mar. 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2017.12.057.

- [69] T. L. Bergman e A. Lavine, Incropera Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. LTC, 2019.
- [70] G. Mittleman, A. Kribus, e A. Dayan, "Cogeneration With Concentrating Photovoltaic Systems", in *Solar Energy*, Orlando, Florida, USA, 2005, vol. 2005, p. 477–483, doi: 10.1115/ISEC2005-76129.
- [71] P. S. Arshi Banu e N. M. Sudharsan, "Review of water based vapour absorption cooling systems using thermodynamic analysis", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 82, p. 3750–3761, fev. 2018, doi: 10.1016/j.rser.2017.10.092.
- [72] U. Eicker e D. Pietruschka, "Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings", *Energy Build.*, vol. 41, nº 1, p. 81–91, jan. 2009, doi: 10.1016/j.enbuild.2008.07.015.
- [73] J. A. Duffie e W. A. Beckman, Solar engineering of thermal processes / John A. Duffie, William A. Beckman, 4th ed. Hoboken: John Wiley, 2013.
- [74] O. C. Ibe, "Basic Concepts in Probability", in Markov Processes for Stochastic Modeling, Elsevier, 2013, p. 1–27.
- [75] J. Lee, S. Leyffer, e Lee-Leyffer, Orgs., *Mixed integer nonlinear programming*. New York, NY: Springer, 2012.
- [76] A. Kribus, D. Kaftori, G. Mittelman, A. Hirshfeld, Y. Flitsanov, e A. Dayan, "A miniature concentrating photovoltaic and thermal system", *Energy Convers. Manag.*, vol. 47, nº 20, p. 3582–3590, dez. 2006, doi: 10.1016/j.enconman.2006.01.013.
- [77] L. Hocine e K. Mounia Samira, "Optimal PV panel's end-life assessment based on the supervision of their own aging evolution and waste management forecasting", *Sol. Energy*, vol. 191, p. 227–234, out. 2019, doi: 10.1016/j.solener.2019.08.058.
- [78] National Renewable Energy Laboratory, "Solar and Wind Energy Resource Assessment (SWERA)". [Online]. Disponível em: https://openei.org/wiki/Solar_and_Wind_Energy_Resource_Assessment_(SWERA). [Acessado: 13-jan-2020].
- [79] Z. Zhou, J. Zhang, P. Liu, Z. Li, M. C. Georgiadis, e E. N. Pistikopoulos, "A two-stage stochastic programming model for the optimal design of distributed energy systems", *Appl. Energy*, vol. 103, p. 135–144, mar. 2013, doi: 10.1016/j.apenergy.2012.09.019.

- [80] M. Chung e H.-C. Park, "Comparison of building energy demand for hotels, hospitals, and offices in Korea", *Energy*, vol. 92, p. 383–393, dez. 2015, doi: 10.1016/j.energy.2015.04.016.
- [81] T. Zhang, M. Wang, P. Wang, J. Gu, W. Zheng, e Y. Dong, "Bi-stage stochastic model for optimal capacity and electric cooling ratio of CCHPs—a case study for a hotel", *Energy Build.*, vol. 194, p. 113–122, jul. 2019, doi: 10.1016/j.enbuild.2019.04.004.
- [82] S. Gamou, R. Yokoyama, e K. Ito, "Optimal unit sizing of cogeneration systems in consideration of uncertain energy demands as continuous random variables", *Energy Convers. Manag.*, vol. 43, n^o 9–12, p. 1349–1361, jun. 2002, doi: 10.1016/S0196-8904(02)00020-1.
- [83] C.-Z. Li, Y.-M. Shi, S. Liu, Z. Zheng, e Y. Liu, "Uncertain programming of building cooling heating and power (BCHP) system based on Monte-Carlo method", *Energy Build.*, vol. 42, n^o 9, p. 1369–1375, set. 2010, doi: 10.1016/j.enbuild.2010.03.005.
- [84] ABIH ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DA INDÚSTRIA DE HOTÉIS NACIONAL, "Pesquisa de Mercado Ocupação Hoteleira da Cidade do Rio de Janeiro", Fecomércio RJ, set. 2017.
- [85] "Estação Meteorológica de Observação de Superfície Automática.", INMET Instituto Nacional de Meteorologia, jul-2019. [Online]. Disponível em: http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=estacoes/estacoesAutomaticas. [Acessado: 16-jul-2019].
- [86] B. W. Zingano, "A discussion on thermal comfort with reference to bath water temperature to deduce a midpoint of the thermal comfort temperature zone", *Renew. Energy*, vol. 23, nº 1, p. 41–47, maio 2001, doi: 10.1016/S0960-1481(00)00101-4.
- [87] THE INTERNATIONAL ASSOCIATION FOR THE PROPERTIES OF WATER AND STEAM, "IAPWS", 2019. [Online]. Disponível em: http://www.iapws.org/. [Acessado: 28-nov-2019].

ANEXO A – Propriedades da Água em 2 bar

No presente trabalho é considerado um sistema CCHP com tubulação pressurizada, devido a elevada temperatura do fluido de saída do tubo absorvedor. Assim a pressão de 2 bar provoca um aumento no ponto de ebulição da água. As propriedades físicas da água de densidade, capacidade calorífica, viscosidade dinâmica, condutividade térmica e número de Prandtl nas condições de 2 bar são apresentadas na Tabela 12.

Terretori	Denside de	Capacidade	Viscosidade	Viscosidade Condutividade	N.4
Temperatura	Densidade	Calorífica	Dinâmica	Térmica	Numero de
[K]	[Kg/m ³]	[J/K]	[Pa.s]	[W/m.K]	Prandtl
T. < 205	1056,643 -	4401,384 -	0,008398 -	0,001793·T +	65,49708 -
1 ≤ 295	0,1993·T	0,73932·T	0,000025·T	0,072971	0,19945·T
205 c T < 200	1071,565 -	4328,758 -	0,007093 -	0,001717·T +	54,43899 -
$295 < 1 \le 500$	0,24988·T	0,49313·T	0,000021·T	0,095283	0,16197·T
300 < T < 305	1085,35 -	4273,447 -	0,006066 -	0,001627·T +	45,81251 -
$500 < 1 \le 505$	0,29583·T	0,30876·T	0,000017·T	0,122202	0,13221·T
305 < T < 310	1098,211 -	4227,997 -	0,005244 -	0,001527·T +	38,97229 -
$505 < 1 \le 510$	0,33799·T	0,15974·T	0,000015∙T	0,152651	0,11079·T
310 < T < 315	1110,31 -	4187,966 -	0,004575 -	0,001421·T +	33,47184 -
310 < 1 ≤ 315	0,37702·T	0,03061·T	0,000013·T	0,185591	0,09304·T
315 < T < 320	1121,775 -	4150,765 +	0,004025 -	0,001312·T +	28,99433 -
$313 < 1 \le 320$	0,41342·T	0,087489·T	0,000011·T	0,220078	0,07883·T
320 < T < 325	1132,705 -	4114,922 +	0,003567 -	0,001202·T +	25,30997 -
$520 < 1 \leq 525$	0,44758∙T	0,199498∙T	0,0000093·T	0,255297	0,06732·T
325 < T < 330	1143,183 -	4079,631 +	0,003182 -	0,001093·T +	22,24893 -
525 < 1 ≤ 550	0,47981·T	0,308087·T	0,0000082·T	0,29057	0,0579∙T
330 < T < 335	1153,276 -	4044,459 +	0,002855 -	0,000988·T +	19,68353 -
550 < 1 ≤ 555	0,5104·T	0,414666·T	0,0000072·T	0,325358	0,05012·T
335 < T < 340	1163,041 -	4009,176 +	0,002575 -	0,000886·T +	17,51644 -
555 < 1 2 540	0,53955∙T	0,519988∙T	0,0000063·T	0,359251	0,04365·T
340 < T < 345	1172,528 -	3973,644 +	0,002334 -	0,00079·T +	15,67244 -
540 < 1 2 545	0,56745·T	0,624496∙T	0,0000056·T	0,391955	0,03823·T
345 < T < 350	1181,781 -	3937,753 +	0,002125 -	0,000699·T +	14,09277 -
343 < 1 ≥ 330	0,59427·T	0,728527·T	0,000005·T	0,423281	0,03365·T

Tabela 12 - Propriedades da água em 2 bar de pressão atmosférica.

250 × T < 255	1190,838 -	3901,392 +	0,001942 -	0,000614·T +	12,731 -
350 < 1 ≤ 355	0,62015·T	0,832415·T	0,0000045·T	0,453123	0,02976·T
255 x T < 260	1199,735 -	3864,425 +	0,001781 -	0,000534·T +	11,55015 -
$555 < 1 \le 500$	0,64521·T	0,936549∙T	0,000004·T	0,481447	0,02643·T
260 × T < 265	1208,505 -	3826,681 +	0,001639 -	0,00046·T +	10,5205 -
$500 < 1 \le 505$	0,66957·T	1,041393·T	0,0000036·T	0,508275	0,02357·T
365 < T < 370	1217,178 -	3787,956 +	0,001514 -	0,00039·T +	9,617972 -
505 < 1 <u>></u> 570	0,69333·T	1,147487∙T	0,0000033·T	0,533674	0,0211·T
370 < T < 375	1225,784 -	3748,01 +	0,001402 -	0,000325·T +	8,822915 -
570 < 1 ≤ 575	0,71659·T	1,25545∙T	0,000003·T	0,55774	0,01895·T
375 - T < 380	1234,351 -	3706,567 +	0,001302 -	0,000264·T +	8,119197 -
$3/5 < 1 \le 380$	0,73944·T	1,365965∙T	0,0000027·T	0,580593	0,01708·T
380 ~ T < 385	1242,906 -	3663,319 +	0,001212 -	0,000207·T +	7,493486 -
500 < 1 ≤ 505	0,76195·T	1,479775∙T	0,0000025·T	0,602365	0,01543·T
385 ~ T < 300	1251,476 -	3617,927 +	0,001131 -	0,000153·T +	6,934699 -
385 < 1 ≤ 390	0,78421·T	1,597677∙T	0,0000023·T	0,623197	0,01398·T
T > 390	1258,629 -	3578,367 +	0,00107 -	0,00011·T +	6,513268 -
1 / 570	0,80255·T	1,699113·T	0,0000021·T	0,639917	0,0129·T

Fonte: [87]

ANEXO B – Propriedades do Ar

As propriedades do ar utilizadas no cálculo de perdas de temperatura para o ambiente são apresentadas na Tabela 13.

Temperatura [K]	Densidade [kg/m³]	Capacidade Calorífica [J/K]	Viscosidade Dinâmica [Pa.s]	Condutividade Térmica [W/m.K]	Número de Prandtl
T ≤ 300	2,5612 - 0,00467·T	1001 + 0,02·T	3,46·10 ⁻⁶ + 5·10 ⁻⁸ ·T	8,92·10 ⁻⁵ ·T - 0,01296	0,785 - 0,00026∙T
$300 < T \le 350$	2,1598 - 0,00333∙T	$995 + 0,04 \cdot T$	4,3·10 ⁻⁶ + 4,72·10 ⁻⁸ ·T	8,6·10 ⁻⁵ ·T - 0,012	0,749 - 0,00014·T
$350 < T \le 400$	1,8623 - 0,00248∙T	$974 + 0,1 \cdot T$	5,49·10 ⁻⁶ + 4,38·10 ⁻⁸ ·T	8,4·10 ⁻⁵ ·T - 0,0113	0,77 - 0,0002·T
T > 400	1,6479 - 0,00194∙T	958 + 0,14·T	6,53·10 ⁻⁶ + 4,12·10 ⁻⁸ ·T	8,0·10 ⁻⁵ ·T - 0,0097	0,722 – 8,0·10 ⁻⁵ ·T

Tabela 13 - Propriedade do ar na condição ambiente do SI.

Fonte: [73]