

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PAMPA

Matheus Oliveira Momoli

**Dimensionamento de um trocador de calor
para um painel fotovoltaico**

Alegrete
2018

Matheus Oliveira Momolli

Dimensionamento de um trocador de calor para um painel fotovoltaico

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa como requisito para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Adriano Roberto Carotenuto

Coorientador: Prof. Dr. José Wagner Kaehler

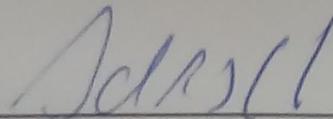
Alegrete
2018

Matheus Oliveira Momolli

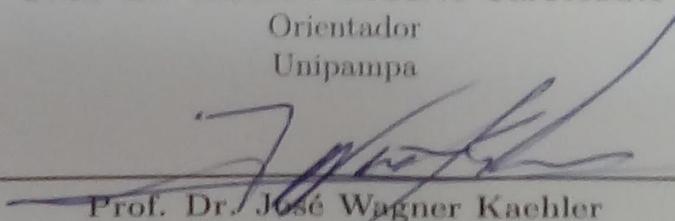
Dimensionamento de um trocador de calor para um painel fotovoltaico

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa como requisito para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

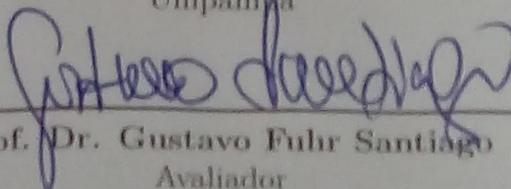
Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado em 03. de dezembro. de 2018
Banca examinadora:



Prof. Dr. Adriano Roberto Carotenuto
Orientador
Unipampa



Prof. Dr. José Wagner Kaehler
Co-orientador
Unipampa



Prof. Dr. Gustavo Fuhr Santiago
Avaliador
Unipampa

AGRADECIMENTOS

Nenhum homem se faz sozinho... agradeço aos meus pais, Iolanda e Geraldo, que independente das adversidades da vida ou mesmo quando não entendiam meus propósitos na engenharia, sempre me deram carta branca para minhas ações.

Agradeço aos brilhantes professores, que me orgulho dos nomes, Adriano Roberto Carotenuto e José Wagner Kaehler, que com sua sabedoria e inspiração colaboraram no desenvolvimento não apenas deste trabalho, mas em minha formação como engenheiro.

Agradeço à minha madrinha e *consigliere*, Maria Kovhantt, que em cada conversa mostra, de forma indireta, o equilíbrio entre as forças fundamentais e a alma humana.

Agradeço aos amigos, Marcelo Snovarski Fonseca, Luis Fernando Camponogara e Michele Menezes Custódio, por mostrarem o caminho certo, mesmo quando a luz se apagava.

Agradeço às forças da natureza, que com o sopro da vida, permitirão que eu leve a luz aonde houver escuridão.

You are about to embark upon the Great Crusade toward which we have striven these many months. The eyes of the world are upon you... I have full confidence in your courage, devotion to duty and skill in battle.

General Dwight D. Eisenhower

RESUMO

Este trabalho consiste no desenvolvimento de um trocador de calor por convecção natural de ar, cuja finalidade é arrefecer um painel fotovoltaico, permitindo uma temperatura operacional adequada. A bibliografia referente à transferência de calor estabeleceu as relações matemáticas entre as variáveis envolvidas, aproximando o modelo como um dissipador de calor para chips, abordando o problema analiticamente, estimando 80 mm como valor inicial para o comprimento das aletas, o qual, em seguida, foi esboçado em software CAD. Para validação dos cálculos foi construído um protótipo para teste em campo (executado). Por último, sugestões de melhorias para o trocador de calor são apresentadas, trazendo os parâmetros construtivos mais interessantes, sendo eles: comprimento das aletas, coeficiente de convecção e material do aletado. Os resultados analíticos mostram que o uso do trocador reduz em cerca de 12°C a temperatura do painel, enquanto que no teste com o protótipo foi observada uma elevada barreira à transferência de calor no contato painel/trocador, impossibilitando um arrefecimento adequado; já as melhorias indicam possibilidade de uma redução ainda maior na temperatura do painel, mediante o uso de convecção forçada e emprego de alumínio ou cobre no material do aletado.

Palavras-chave: Transferência de Calor. Painel Fotovoltaico. Trocador de Calor.

ABSTRACT

This document consists in the development of an heat exchanger using natural air convection, which aims to cool a photovoltaic panel, granting a suitable operational temperature. The heat transfer literature established the mathematical relation among the evolved variables, approaching the model as a chip heat sink, through analytical inspection, estimating 80 mm as initial value for fin length, which one was sketched in CAD software. To validate the calculations, a prototype was built to the experimental test (done). As last procedure, improvements to the heat exchanger is suggested, bringing the most interesting construction parameters, which are: fin length, convection coefficient and fin material. The analytical results shows that the use of heat exchanger reduces by 12°C the temperature of panel, while the prototype test indicates an high barrier to the heat exchange at the contact heat exchanger/panel base, compromising a suitable cooling; meanwhile, the improvements points to an even bigger reduction on the panel temperature, by the use of forced convection and application of aluminum or cooper as fin material.

Key-words: Heat Transfer. Photovoltaic Panel. Heat Exchanger.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Área coberta no local de descarga de grãos.	20
Figura 2 – Curva tensão versus corrente para temperaturas de um painel fotovoltaico.	21
Figura 3 – Painéis fotovoltaicos instalados diretamente sobre um telhado.	21
Figura 4 – Dissipador de calor.	23
Figura 5 – Fluxo de calor entre dois sólidos.	25
Figura 6 – Parâmetros geométricos do dissipador.	26
Figura 7 – Parâmetros geométricos para aletas retangulares retas.	27
Figura 8 – Representação visual de uma aleta em uma superfície.	28
Figura 9 – Circuito térmico para condução de calor em uma chapa.	29
Figura 10 – Circuito térmico para convecção na superfície de uma chapa.	29
Figura 11 – Circuito térmico tipo série.	30
Figura 12 – Circuito térmico tipo paralelo.	31
Figura 13 – Representação visual de aletado exposto ao ambiente.	32
Figura 14 – Painel fotovoltaico Kyocera KC40T.	33
Figura 15 – Vista posterior do painel fotovoltaico Kyocera KC40T.	35
Figura 16 – Fluxograma da metodologia do trabalho.	37
Figura 17 – Resistências térmicas para o caso investigado.	40
Figura 18 – Resistências térmicas do aletado idealizado.	41
Figura 19 – Representação da chapa sob o painel.	43
Figura 20 – Representação do aletado.	43
Figura 21 – Furação para rebites.	44
Figura 22 – Protótipo finalizado.	45
Figura 23 – Medição em campo.	46
Figura 24 – Análise para aleta 1.	47
Figura 25 – Análise para aleta 2.	47
Figura 26 – Análise para aleta 3.	48
Figura 27 – Eficiência global e temperatura do painel versus comprimento da aleta.	51
Figura 28 – Eficiência global e temperatura do painel versus coeficiente de película para comprimento de aleta de 80mm.	52
Figura 29 – Temperatura do painel versus comprimento da aleta para uso de aço galvanizado, alumínio e cobre.	53

NOMENCLATURA

ΔT	Diferença de temperatura [$^{\circ}C$]
$\Delta T_{interface}$	Diferença de temperatura na interface [$^{\circ}C$]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor [W]
\dot{Q}_{comb}	Taxa de transferência de calor combinada [W]
\dot{Q}_{rad}	Potência térmica no painel [W]
η_{aleta}	Eficiência da aleta [%]
η_{global}	Eficiência global [%]
ε_{aleta}	Eficácia da aleta [%]
A	Área em análise [m^2]
A_c	Área da seção transversal da aleta [m^2]
A_t	Área total de troca de calor do aletado [m^2]
A_{aleta}	Área da aleta imersa no fluido [m^2]
h	Coefficiente de película combinada [$W/m^2 \cdot ^{\circ}C$]
k	Condutividade térmica [$W/m \cdot ^{\circ}C$]
L	Comprimento da aleta [m]
L_c	Comprimento corrigido da aleta [m]
m	Parâmetro físico-geométrico [m^{-1}]
N	Número de aletas
p	Perímetro da aleta [m]
q	Fluxo de calor [W/m^2]
R_{∞}	Resistência térmica do ambiente [$^{\circ}C/W$]
$R_{aletado}$	Resistência térmica do aletado [$^{\circ}C/W$]
R_{chapa}	Resistência térmica da chapa [$^{\circ}C/W$]
R_{cond}	Resistência térmica de condução [$^{\circ}C/W$]
R_{conv}	Resistência térmica de convecção [$^{\circ}C/W$]

$R_{t,c,real}$	Resistência térmica de contato real [$m^2 \cdot ^\circ C/W$]
$R_{t,c}$	Resistência térmica de contato [$m^2 \cdot ^\circ C/W$]
R_{total}	Resistência térmica total [$^\circ C/W$]
t	Espessura [m]
T_1	Temperatura na superfície 1 [$^\circ C$]
T_2	Temperatura na superfície 2 [$^\circ C$]
T_∞	Temperatura do ambiente [$^\circ C$]
T_b	Temperatura da base [$^\circ C$]
$T_{media,base,aletas}$	Temperatura média da base das aletas [$^\circ C$]
$T_{pv,media}$	Temperatura média do painel fotovoltaico [$^\circ C$]
T_{pv}	Temperatura do painel fotovoltaico [$^\circ C$]
V	Velocidade do ar [m/s]
w	Largura da aleta [m]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	Considerações iniciais	19
1.2	Justificativa	20
1.3	Delimitação do tema	22
1.4	Objetivos	22
1.4.1	Objetivo geral	22
1.4.2	Objetivos específicos	22
2	REFERENCIAL TEÓRICO	23
2.1	Investigação da transferência de calor em dissipadores para chips	23
2.2	Lei de Newton para resfriamento por convecção em corpos	23
2.3	Lei de Fourier para condução de calor	24
2.4	Resistência térmica de contato	24
2.5	Aletas em dissipadores	25
2.5.1	Aletas adiabáticas	26
2.5.1.1	Equacionamento para aletas adiabáticas	26
2.6	Conceito de resistência térmica	28
2.6.1	Resistência térmica para condução em uma chapa	28
2.6.2	Resistência térmica para convecção em uma superfície	29
2.6.3	Resistências térmicas em série	30
2.6.4	Resistências térmicas em paralelo	30
2.6.5	Resistência térmica para um aletado	31
2.6.6	Resistência térmica para um aletado com resistência térmica de contato na interface base-aleta	32
3	METODOLOGIA	33
3.1	Processo de inspeção das variáveis envolvidas	33
3.2	Processo de dimensionamento do trocador de calor	34
3.3	Processo de construção do protótipo e análise em campo	35
3.4	Processo de melhora do trocador de calor	35
4	RESULTADOS	39
4.1	Inspeção de variáveis envolvidas	39
4.2	Dimensionamento da geometria do trocador de calor	42
4.3	Construção do protótipo e análise em campo	44
4.4	Melhorias para o trocador de calor	50
4.4.1	Variação do comprimento da aleta	50
4.4.2	Variação do coeficiente de película	51

4.4.3	Variação do material do aletado	53
5	CONCLUSÕES	55
5.1	Recomendação para futuros trabalhos	55
	REFERÊNCIAS	57

1 INTRODUÇÃO

Este capítulo aborda as considerações iniciais, justificativa, delimitação do tema, objetivos geral e específicos.

1.1 Considerações iniciais

Em 2017, a Empresa de Pesquisa Energética apresentou a projeção da demanda de energia elétrica para os próximos dez anos. Consta que é previsto um aumento no consumo de aproximadamente 40% (Empresa de Pesquisa Energética, 2017) nesse período. Considerando que o Brasil possui uma matriz energética representada em 75% por usinas hidrelétricas (Governo do Brasil, 2017), é natural que haja uma limitação em sua produção, visto que a mesma é dependente de fatores climáticos, tais como temperatura e chuvas (COSTA; SILVA, 2018).

A necessidade de garantir tamanha produção de energia implica na procura de outras fontes, tais como: termelétricas, solar térmica, fotovoltaica ou eólica, onde a primeira opção não é desejável, devido às emissões de gases que promovem o efeito estufa (SANTOS, 2017). Já a energia eólica, no caso do Brasil, está limitada a regiões bastante específicas (Centro de Pesquisas de Energia Elétrica, 2001). Enquanto o potencial solar neste país é tão vasto, que demonstra tanto a possibilidade de utilização de concentradores solares térmicos como de painéis fotovoltaicos em todas as regiões, além da baixa variação da eficiência ao longo do ano (PEREIRA, 2006), por isso é vantajoso.

Geralmente, nas cidades, telhados são utilizados como base para alocar os painéis fotovoltaicos, devido à indispensabilidade da incidência solar sobre os mesmos. Isso sugere que ocorra uma saturação dos mesmos na zona urbana, afinal, existe uma limitação na área útil para este fim (RUHANG, 2016). Tal prospecção induz à exploração da área rural contribuindo para garantia de atendimento da demanda energética.

Na Europa, áreas rurais ocupam 90% do território e compreendem 57,4% da sua população (POGGI, 2018), o que, superficialmente, representa grandes áreas para instalação de painéis fotovoltaicos. Já no Brasil, cerca de 32,9% da área rural é utilizada para agropecuária, sendo que o restante é praticamente floresta e 86% da população é urbana (Central Intelligence Agency, 2017). Portanto, é preciso resguardar a área rural de tal forma que a produção de energia, como por exemplo pelos painéis fotovoltaicos, não venha a comprometer a produção agropecuária, que também é vital para a manutenção da civilização (POGGI, 2018).

Particularmente a produção fotovoltaica pode complementar a produção de energia elétrica através do uso dos telhados das construções, tais como área de descarga em silos de secagem e armazenamento de arroz (Figura 1), por exemplo.

Silos são estruturas que servem para o armazenamento de grãos. É comum encontrar secadores de grãos junto a essas estruturas, os quais eliminam parte da umidade dos grãos através do contato desses com ar aquecido, mediante a queima de combustíveis tais

Figura 1 – Área coberta no local de descarga de grãos.



Fonte: Sistema Ocepar (2014).

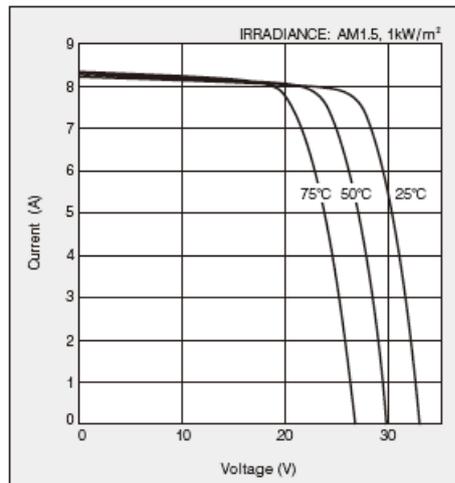
como casca de arroz, lenha ou gás liquefeito de petróleo (GLP) (GOMES; MAGALHAES, 2004).

1.2 Justificativa

Convém deduzir que, no processo de secagem, quando da combustão da casca de arroz ocorre a emissão de particulados poluentes na atmosfera. O mesmo acontece no caso da lenha, porém esta agrega o custo da extração, tornando o processo mais caro. Já o gás, apesar de se obter uma excelente queima (PORTELLA; MARTINS, 2001), trata-se de um combustível mais nobre, e por isso tem o custo mais elevado. Inferindo portanto, que quanto menos combustível for utilizado, independente da espécie, tem-se redução de custos na produção, somado ou não à emissão de poluentes (EL-SEBAII; SHALABYB, 2012). Desta inferência, subentende-se o interesse que meios mais sustentáveis para aquecimento sejam pesquisados, não apenas por fatores econômicos, energéticos ou ambientais, mas porque permite a integração destes três fatores.

Por outro lado, um problema que vem sendo observado é a deterioração de rendimento de painéis fotovoltaicos causada pelo aquecimento dos mesmos, o que neste caso é um efeito colateral da incidência da radiação solar (DU, 2013). Segundo Canadian Solar (2018), Kyocera Solar (2018), a temperatura ambiente recomendada aos painéis é de 25°C, apresentando o melhor rendimento (figura 2). Além disso, a inclinação dos painéis deve ser próxima ou igual à latitude do local, devido à variação da incidência da radiação solar, longitudinalmente ao longo do planeta Terra (KITTLER; DARULA, 2013), e portanto, também influencia no rendimento dos mesmos.

Figura 2 – Curva tensão versus corrente para temperaturas de um painel fotovoltaico.



Fonte: [Kyocera Solar](#) (2018).

Dados do [GP-EIRE](#) (2018) apontam que, para a cidade de Alegrete, a inclinação que melhor favorece a transformação da energia solar é de 30°, correspondendo à latitude 30° Sul. Neste mesmo município, temperaturas de 65°C foram medidas em painéis em operação que estavam instalados diretamente sobre o telhado, similarmente ao mostrado na figura 3, sem qualquer preocupação em estabelecer uma circulação de ar na parte traseira dos mesmos. Assim, pode-se afirmar que o rendimento da transformação da energia solar em elétrica está fortemente prejudicado por operar em temperaturas muito além das recomendadas pelos fabricantes.

Figura 3 – Painéis fotovoltaicos instalados diretamente sobre um telhado.



Fonte: [NeoSolar](#) (2018).

Prospectada a literatura internacional, constata-se que é uma solução já explorada

em outros países (HAMID, 2014; PIERRICK, 2015). Porém, não existe no Brasil preocupação por parte dos agentes ativos responsáveis pelo projeto e instalação de sistemas fotovoltaicos. Logo justificam-se as ações de pesquisa tecnológica por sistemas inovadores de integração da exploração dos recursos energéticos solares (Oliveira, M. M.; et al., 2018).

1.3 Delimitação do tema

Dentro de uma visão integrada da exploração dos recursos energéticos envolvidos, a recuperação de parte desta energia térmica através de trocadores de calor usando o ar na aplicação tecnológica em grandes áreas, como armazenagem de grãos, poderia complementar a manutenção do baixo teor de umidade em silos armazenadores de grãos. Haja vista que, decorrida a fase de secagem do grão, faz-se necessário manter o baixo teor de umidade durante o período de armazenamento, caso em que se demandam aportes térmicos menores e descontinuados, apresentando como solução o calor retirado da parte traseira dos painéis, assegurando nos períodos de maior radiação os aportes térmicos necessários à sustentação do teor de umidade dos produtos armazenados.

1.4 Objetivos

Esta seção apresenta os objetivos geral e específicos deste trabalho.

1.4.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho é dimensionar um trocador de calor para um painel fotovoltaico de modo a reduzir a temperatura do mesmo.

1.4.2 Objetivos específicos

O objetivo geral deve ser alcançado a partir dos seguintes objetivos específicos:

- Inspeccionar variáveis envolvidas no fenômeno de transferência de calor em um painel fotovoltaico, tais como temperatura de operação, radiação solar absorvida pelo painel, coeficiente de película, comprimento das aletas, área de troca térmica e eficiência do conjunto;
- Dimensionar a geometria de um trocador de calor, que propicie a redução de temperatura do painel fotovoltaico;
- Confeccionar um protótipo e testá-lo em campo;
- Averiguar melhorias para o trocador de calor dentro das variáveis inspeccionadas, de forma analítica.

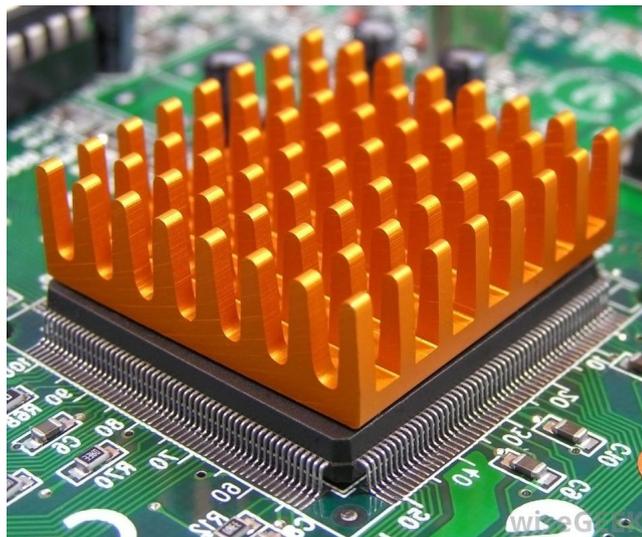
2 REFERENCIAL TEÓRICO

Este capítulo é composto pelo amparo bibliográfico trazido pelas principais referências, Çengel e Ghajar (2009) e Incropera (2008), usado para o desenvolvimento do trocador de calor, esclarecendo o equacionamento utilizado para os fenômenos físicos envolvidos.

2.1 Investigação da transferência de calor em dissipadores para chips

A observação de casos onde existe a necessidade de arrefecimento de componentes sólidos levou à modelagem matemática do problema de aquecimento do painel fotovoltaico assemelhando-o com um dissipador de calor bastante utilizado na indústria eletrônica, como mostrado na imagem 4. Chips de processamento precisam operar abaixo de uma temperatura limite, caso contrário sua eficiência cai, tornando os processos mais ineficientes, podendo vir a fundir quando sobrecarregados termicamente.

Figura 4 – Dissipador de calor.



Fonte: WiseGEEK (2018).

A função do dissipador é aumentar a área de contato do processador com o ar ambiente, melhorando a transferência de calor por convecção e, por consequência, reduzindo a temperatura operacional deste, compensando um baixo coeficiente de transferência de calor por convecção.

2.2 Lei de Newton para resfriamento por convecção em corpos

A Lei de Newton de Resfriamento descreve matematicamente o fenômeno da convecção, através da equação 2.1. Dada a superfície de uma chapa, com área A e temperatura

uniforme T_b , exposta ao ambiente de temperatura T_∞ , calor é perdido por convecção com coeficiente de película h .

$$\dot{Q} = h A (T_b - T_\infty) \quad (2.1)$$

Onde \dot{Q} representa a taxa de transferência de calor (W).

O coeficiente de película depende das condições do ambiente: umidade relativa do ar, velocidade do vento, etc. O fenômeno da radiação de calor coexiste, mas pode ser desprezado em alguns casos específicos ou contabilizada junto à convecção (coeficiente de película combinado), no parâmetro h .

Para velocidades de vento inferiores a $4m/s$, pode-se estimar o coeficiente de película combinado pela equação 2.2 (DUFFIE; BECKMAN, 2006).

$$h = 5,7 + 3,8 V \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (2.2)$$

Onde V é a velocidade do vento (m/s).

2.3 Lei de Fourier para condução de calor

Dissipadores de calor são atrelados a processadores pelo contato entre suas superfícies, muitas vezes permitindo a presença de ar na interface de contato (figura 5). Uma vez que a rugosidade das superfícies em contato não permite uma aderência perfeita, isso traz um efeito negativo ao conjunto pois, a transferência de calor do chip para o dissipador depende da área de contato entre ambos, sendo matematicamente descrita pela Lei de Fourier, através da equação 2.3 para a transferência de calor em sólidos.

$$\dot{Q} = \frac{k A \Delta T}{t} [W] \quad (2.3)$$

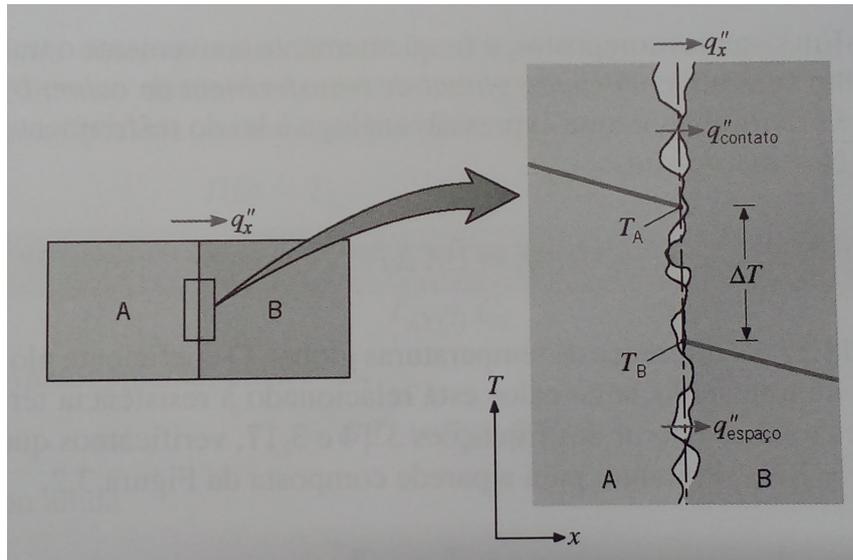
Onde k representa a condutividade térmica do material, ΔT representa a diferença de temperatura entre as faces do sólido em análise e t representa a espessura do sólido.

2.4 Resistência térmica de contato

Na imagem 5, do lado esquerdo apresenta-se um fluxo de calor (q''_x) entre dois sólidos em contato (A e B), no sentido de A para B. Do lado direito, ampliada a região da interface, observa-se que a rugosidade implica em fluxo de calor tanto diretamente entre as fronteiras dos sólidos, quanto pelo ar presente na interface, demonstrando a redução da área efetiva de contato entre os corpos.

Para evitar o efeito negativo da rugosidade, geralmente é usada uma pasta térmica para selagem do contato, suprimindo a presença de ar. Existem tabelas na literatura que sugerem valores para condições de contato, baseadas em experimentos, tecnicamente intituladas "*resistência térmica de contato*", sendo usadas para fins de cálculo teórico.

Figura 5 – Fluxo de calor entre dois sólidos.



Fonte: [Incropera \(2008\)](#).

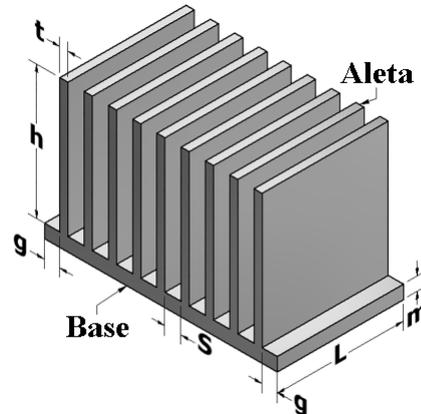
Tais valores dependem do tipo de contato: vácuo ou fluido na interface, pressão de contato, material e rugosidade das superfícies envolvidas. Por exemplo, para interface de alumínio, com rugosidade superficial de 10 mm, pressão de contato de 10^5 N/m^2 e fluido interfacial "ar", a resistência térmica de contato equivale a $2,75 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$.

2.5 Aletas em dissipadores

A evolução dos dissipadores aprimorou suas geometrias de forma a colaborar com o fenômeno, recebendo o nome de aletas. A geometria de tais dissipadores é relativamente simples, podendo ser caracterizados por base e aletas - visíveis na figura 6 - onde a primeira tem função de auxiliar no acoplamento mecânico à área disponível do processador e a segunda aumenta a área de troca de calor com o ambiente.

Tão únicas são as aletas, que necessitam equações próprias para sua representação matemática, afinal existem em vários formatos: cilíndricas, retangulares, com seção transversal uniforme ou não. Na figura 6, por exemplo, têm-se aletas com perfil retangular ao longo de todo seu comprimento. Por conveniência, existem tabelas na literatura para fins práticos e cálculos. Parâmetros geométricos indicados na figura 6 pelas letras: S , h , m , L e t ; representam (somente nesta imagem): espaçamento entre aletas, comprimento da aleta, espessura da base, largura da aleta e espessura da aleta, nesta ordem. Tais parâmetros também influenciam na transferência de calor porque estão diretamente ligados à área disponível para o fenômeno.

Figura 6 – Parâmetros geométricos do dissipador.



Fonte: Adaptado de [Arimilli \(2015\)](#).

2.5.1 Aletas adiabáticas

Em aplicação real, as aletas não são longas o suficiente para que a temperatura na ponta se aproxime da temperatura ambiente. A transferência de calor a partir da aleta é proporcional à área de sua superfície, e a superfície da ponta da aleta normalmente é uma fração desprezível da sua área total. Dessa forma, a transferência de calor na ponta da aleta pode ser desconsiderada, denominando-se portanto aleta adiabática.

2.5.1.1 Equacionamento para aletas adiabáticas

Para uma aleta adiabática a equação [2.4](#) descreve a taxa de transferência de calor.

$$\dot{Q} = \sqrt{h p k A_c} (T_b - T_\infty) \tanh (mL) [W] \quad (2.4)$$

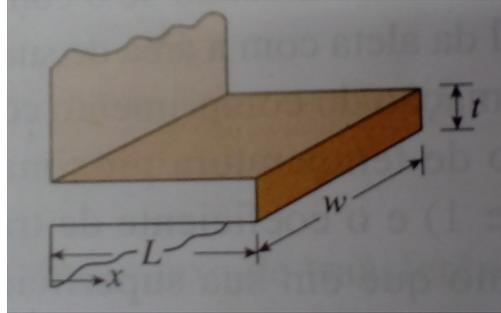
Onde p é o perímetro da aleta, A_c é a área da seção transversal da aleta, m é um parâmetro físico geométrico (apresentado na sequência) e L é o comprimento da aleta. Para aletas retangulares retas, eficiência e parâmetros físicos são determinados pelas equações [2.5](#), [2.6](#), [2.7](#) e [2.8](#), a partir da figura [7](#).

O parâmetro m é uma relação matemática entre o coeficiente de película h do ambiente em que se encontra o conjunto, a condutividade térmica k do material de fabricação da aleta e a espessura da mesma t .

$$m = \sqrt{2 h/k t} [m^{-1}] \quad (2.5)$$

Para facilitar os cálculos, o comprimento da aleta é corrigido (L_c) através da equação [2.6](#) de forma a contabilizar a transferência de calor na ponta desta, supondo um leve acréscimo em seu comprimento ao custo da seção transversal da extremidade ser tratada como termicamente isolada.

Figura 7 – Parâmetros geométricos para aletas retangulares retas.



Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (2009).

$$L_c = L + t/2 \text{ [m]} \quad (2.6)$$

A área exposta da aleta (A_{aleta}) como o nome já diz, é a área desta imersa ao ambiente, calculada pela equação 2.7.

$$A_{aleta} = 2 w L_c \text{ [m}^2\text{]} \quad (2.7)$$

O calor é transferido por condução à aleta a partir da superfície da base, e daí em diante, para o ambiente sempre por convecção pela superfície da aleta, com o mesmo coeficiente h , de forma que a temperatura se reduz ao longo da aleta. Logo, a transferência de calor por convecção também se reduz proporcionalmente, sendo condizente com a equação 2.1. Assim, convenientemente existe um fator representativo que descreve tal comportamento, chamado de eficiência da aleta, dependente da configuração geométrica e condições de contorno. Para aletas retangulares retas, a eficiência da aleta η_{aleta} é calculada pela equação 2.8.

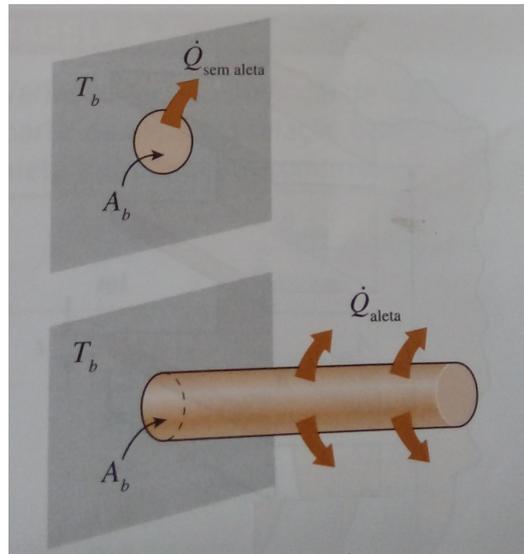
$$\eta_{aleta} = \frac{\tanh(m L_c)}{m L_c} \times 100\% \quad (2.8)$$

A efetividade de uma aleta ε_{aleta} quantifica a transferência de calor com uso da aleta comparado ao não uso, em uma dada geometria, bem como está ilustrado na figura 8, T_b representa a temperatura da superfície (quadrilátero escuro) e A_b é a área ocupada pela aleta na mesma superfície. Matematicamente é possível descrever a eficácia de uma aleta através da equação 2.9.

$$\varepsilon_{aleta} = \frac{\dot{Q}_{aleta}}{\dot{Q}_{sem \ aleta}} \times 100\% \quad (2.9)$$

Quando se analisa a transferência de calor de uma superfície com uma aleta, deve-se considerar também a área da superfície não ocupada pela mesma, que no caso da figura 8 é o quadrilátero escuro. O conjunto que transfere calor (aleta mais superfície não

Figura 8 – Representação visual de uma aleta em uma superfície.



Fonte: Adaptado de [Cengel e Ghajar \(2009\)](#).

aletada) é comparado ao caso da não existência da aleta, tecnicamente denominado por eficiência global (η_{global}).

É elementar que ao invés de usar uma aleta muito comprida, é mais viável usar várias aletas curtas, tornando necessário adequar as equações acima para considerar a área de todas as aletas do conjunto e não apenas uma.

2.6 Conceito de resistência térmica

Uma forma interessante de reorganizar as equações da transferência de calor é através do conceito de resistência térmica, uma vez que a analogia com um circuito elétrico é tal que, a diferença de tensão entre os terminais de um resistor é similar à diferença de temperatura entre duas faces paralelas de um corpo; bem como o fluxo de corrente elétrica no resistor se apresenta de forma equivalente ao fluxo de calor no sólido.

2.6.1 Resistência térmica para condução em uma chapa

Demonstrativamente, considera-se o caso de uma chapa com espessura t , com seção transversal uniforme A e condutividade térmica k , sujeita a uma diferença de temperatura entre suas faces $T_1 - T_2$. A equação da transferência de calor já foi apresentada para este caso (vide [2.3](#)) mas, pode ser reescrita suprimindo os fatores físicos, restando apenas a diferença de temperatura. Para isso, primeiramente reconhecendo o fenômeno, é estabelecida a resistência térmica, que neste caso é dado pela R_{chapa} com uso da equação [2.10](#).

$$R_{chapa} = \frac{t}{k A} \left[\frac{^{\circ}C}{W} \right] \quad (2.10)$$

Em seguida, reescrevendo [2.3](#), a transferência de calor na chapa pode ser calculada por [2.11](#).

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{R_{chapa}} [W] \quad (2.11)$$

Ilustrativamente, tem-se o circuito mostrado na figura [9](#).

Figura 9 – Circuito térmico para condução de calor em uma chapa.



Fonte: Autoria própria.

2.6.2 Resistência térmica para convecção em uma superfície

No mesmo entendimento, ao considerar uma superfície de área A , com temperatura T_b , exposta a um ambiente com coeficiente de película h e temperatura T_{∞} , por meio da equação [2.12](#) é possível determinar a resistência convectiva R_{conv} imposta à transferência de calor.

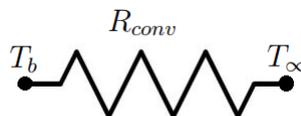
$$R_{conv} = \frac{1}{h A} \left[\frac{^{\circ}C}{W} \right] \quad (2.12)$$

Rearranjando a equação [2.1](#), torna-se como apresentado em [2.13](#).

$$\dot{Q} = \frac{(T_b - T_{\infty})}{R_{conv}} [W] \quad (2.13)$$

Neste caso, o circuito equivalente é mostrado na figura [10](#).

Figura 10 – Circuito térmico para convecção na superfície de uma chapa.



Fonte: Autoria própria.

2.6.3 Resistências térmicas em série

Aprimorando mais o estudo, para uma chapa com temperatura T_b , com seção transversal de área A , espessura t , termicamente isolada em um dos lados e exposta na outra extremidade à um ambiente com coeficiente de película h e temperatura T_∞ , as resistências térmicas de condução e convecção são exatamente como apresentado em [2.10](#) e [2.12](#). Porém, nesta situação, diz-se que as resistências térmicas estão em série, pois o fluxo de calor ao longo da chapa é diretamente dependente do fluxo de calor da superfície exposta ao ambiente. Assim, calcula-se a resistência térmica total, através da equação [2.14](#)

$$R_{total} = R_{chapa} + R_{conv} \left[\frac{^{\circ}C}{W} \right] \quad (2.14)$$

E a taxa de transferência de calor é calculada por [2.15](#)

$$\dot{Q} = \frac{(T_b - T_\infty)}{R_{total}} [W] \quad (2.15)$$

A figura [11](#) representa o circuito equivalente.

Figura 11 – Circuito térmico tipo série.



Fonte: Autoria própria

2.6.4 Resistências térmicas em paralelo

Novamente tomando uma chapa com temperatura inicial T_b , com seção transversal de área A e espessura t ; agora, com ambos os lados expostos ao ambiente com coeficiente de película h e temperatura T_∞ . Considerando apenas as trocas de calor por convecção, tem-se o dobro de área exposta ao fluido, o que maximiza a transferência de calor. Uma vez que ambas faces estão sujeitas à mesma diferença de temperatura, a resistência térmica de convecção é igual em ambos os lados. Matematicamente explanando, a transferência de calor é dada pela equação [2.16](#).

$$\dot{Q} = \frac{(T_b - T_\infty)}{R_{conv}} + \frac{(T_b - T_\infty)}{R_{conv}} [W] \quad (2.16)$$

O que segue em [2.17](#) é o comportamento de resistências térmicas em paralelo, através da simplificação da equação [2.16](#).

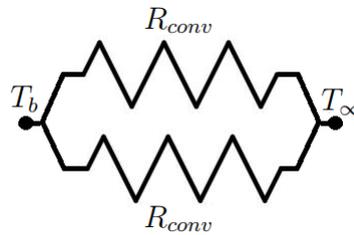
$$\dot{Q} = (T_b - T_\infty) \times \left(\frac{1}{R_{conv}} + \frac{1}{R_{conv}} \right) [W] \quad (2.17)$$

Portanto, para tal caso, a resistência térmica total é dada por [2.18](#).

$$R_{total} = \frac{R_{conv}^2}{2 \times R_{conv}} \left[\frac{^\circ C}{W} \right] \quad (2.18)$$

O circuito da figura [12](#) ilustra o caso.

Figura 12 – Circuito térmico tipo paralelo.



Fonte: Autoria própria.

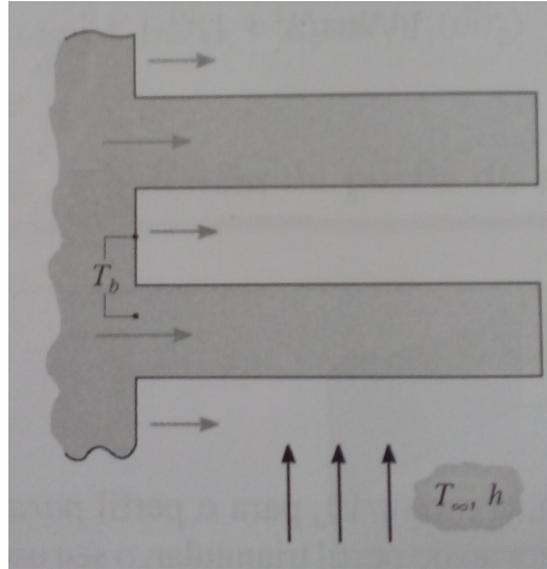
2.6.5 Resistência térmica para um aletado

Em uma análise mais avançada, tomando uma chapa com temperatura T_b , com seção transversal de área A , espessura t , termicamente isolada em um dos lados e com um conjunto de aletas na outra extremidade, expostas à um ambiente com coeficiente de película h e temperatura T_∞ , conforme se apresenta na figura [13](#), considerando as fundamentações já mencionadas, é natural cogitar que a presença das aletas acarretem em uma alteração na concepção da resistência térmica. Afinal, condução de calor ocorre na chapa e segue ao longo de cada aleta, ao mesmo tempo em que ocorre convecção na área não aletada da chapa, juntamente com superfície das aletas. Para este caso, o cômputo da resistência térmica total se dá pela soma da resistência térmica de condução na chapa à resistência térmica do aletado. Esta última é representada por $R_{aletado}$ e pode ser calculada pela equação [2.19](#).

$$R_{aletado} = \frac{1}{\eta_{global} h A_t} \quad (2.19)$$

Onde A_t é a soma da área superficial das aletas à área da superfície não aletada da chapa.

Figura 13 – Representação visual de aletado exposto ao ambiente.



Fonte: Adaptado de [Incropera \(2008\)](#).

2.6.6 Resistência térmica para um aletado com resistência térmica de contato na interface base-aleta

Geralmente, as aletas não são fabricadas junto com a base, mas fixadas à esta por meio de uma junta metalúrgica, adesiva ou ainda através de uma junta de pressão. Em tais casos, deve ser considerada a resistência térmica de contato na interface base-aleta. Conseqüentemente, a resistência térmica do aletado deve ser recalculada a partir da eficiência global contendo a parcela da resistência térmica de contato, como traz a equação [2.20](#).

$$\eta_{global} = 1 - \frac{N A_{aleta}}{A_t} \left(1 - \frac{\eta_{aleta}}{1 + \eta_{aleta} h N A_{aleta} (R_{t,c}/N A_c)} \right) \times 100\% \quad (2.20)$$

Onde N é o número de aletas, assumindo que todas têm o mesmo formato e $R_{t,c}$ é a resistência térmica de contato ($m^2 \cdot ^\circ C/W$).

3 METODOLOGIA

A pesquisa usou dados coletados em campo pelo [GP-EIRE \(2018\)](#), com respeito a uma instalação de painéis fotovoltaicos que, juntamente com a bibliografia consultada, permitiram o relacionamento entre as variáveis dos fenômenos envolvidos, bem como o direcionamento do desenvolvimento da geometria do trocador de calor, a partir da assimilação com um dissipador de calor.

Para as condições iniciais de dimensionamento, foi considerada a geometria do painel fotovoltaico marca Kyocera, modelo KC40T (vide figura [14](#)), potência elétrica nominal de 43W, temperatura ideal de operação de 25°C, temperatura desejada em campo não superior à 50°C e arrefecimento com ar a partir de convecção natural.

Figura 14 – Painel fotovoltaico Kyocera KC40T.



Fonte: Autoria própria.

3.1 Processo de inspeção das variáveis envolvidas

O objetivo é dimensionar um trocador de calor com contato na base do painel fotovoltaico, com ar correndo pelo aletado. Os dados do [GP-EIRE \(2018\)](#) quanto à temperatura do ambiente, bem como velocidade do ar nas datas das medições foram utilizados, sendo considerados 20°C e 1,2 m/s, respectivamente, para o ar na entrada do trocador. É conveniente ressaltar que, mesmo com as medições da temperatura do painel, os cálculos foram efetuados através da potência dissipada pelo mesmo, que também é uma informação contida nos dados oriundos do imediato supracitado.

A área coletora solar (figura [14](#)) é a que recebe a radiação solar. Esta área foi medida com auxílio de uma trena e, após estimar a eficiência a partir dos dados dos painéis instalados, foi possível determinar a potência dissipada pelo painel em análise.

O aletado deve auxiliar na dissipação da potência, com o acréscimo da área de troca térmica, arrefecendo o painel. Deve ser projetado para que o fluxo de ar corra longitudinalmente, acompanhando a inclinação do telhado em que está instalado, favorecendo a convecção natural.

O processo de averiguação se apropria do conhecimento obtido na literatura, assimilando o arrefecimento do painel fotovoltaico com o arrefecimento por ar em um dissipador de calor para processadores. Onde, implementando em planilhas, o conceito de resistência térmica foi usado como comparativo entre os casos de arrefecimento sem uso de trocador e arrefecimento com uso de aletado confeccionado em aço galvanizado, através da avaliação da temperatura do painel obtida em cada um dos casos, estabelecendo assim o relacionamento das variáveis, demonstrando a influência do aletado.

3.2 Processo de dimensionamento do trocador de calor

A condutividade térmica do material do aletado foi determinada a partir de [Dias \(2011\)](#), para o aço galvanizado, que é um material menos favorável à transferência de calor comparado ao alumínio ou cobre ([ÇENGEL; GHAJAR, 2009](#)). Porém, é encontrado por um custo muito menor no mercado. A resistência térmica de contato foi considerada em todas as junções mecânicas, usando o valor inicial de $2,75 \times 10^{-4} m^2 \cdot ^\circ C/W$.

Conforme observado na literatura, o uso de superfícies aletadas maximiza a transferência de calor. No entanto, devido à existência de alguns elementos na superfície traseira do painel utilizado, como a caixa de diodos (na parte de cima do painel - vide figura [15](#)), a geometria do mesmo teve de ser adaptada, reduzindo a área útil de contato entre o trocador de calor e o painel fotovoltaico.

As aletas foram modeladas matematicamente como adiabáticas e com seção transversal retangular. O espaçamento entre as mesmas foi pressuposto como sendo aproximadamente 40mm e o comprimento da aleta foi estipulado em 80 mm, devido à análise prévia realizada com convecção forçada.

Figura 15 – Vista posterior do painel fotovoltaico Kyocera KC40T.



Fonte: Autoria própria.

Unindo as informações da inspeção de variáveis às de dimensionamento da geometria do trocador de calor, foi desenhado no software um esboço do trocador de calor, para melhor apreciação do conjunto.

3.3 Processo de construção do protótipo e análise em campo

Para validação dos cálculos, um protótipo foi confeccionado utilizando o aço galvanizado como material para o aletado. Para averiguar o comportamento da montagem painel/trocador, termopares tipo K foram instalados no conjunto e estes foram ligados ao *data logger* Agilent 34970A, que por sua vez foi ligado a um *desktop* para aquisição dos dados.

Com relação à medição da radiação solar, o solarímetro ICEL SP-2000 foi utilizado a cada meia hora de medição, sendo posicionado sobre o painel, paralelo à disposição do mesmo. A temperatura ambiente e velocidade do ar foram obtidos pelo anemômetro ICEL AN-3070, alocado diretamente na entrada do TC, sendo realizada uma leitura também a cada meia hora. Estes dados foram determinados com tal intervalo devido à baixa variação dos valores obtidos; além disso, como não haviam conexões destes equipamentos com o *desktop*, os valores foram anotados em prancheta, o que facilitou a atividade em campo.

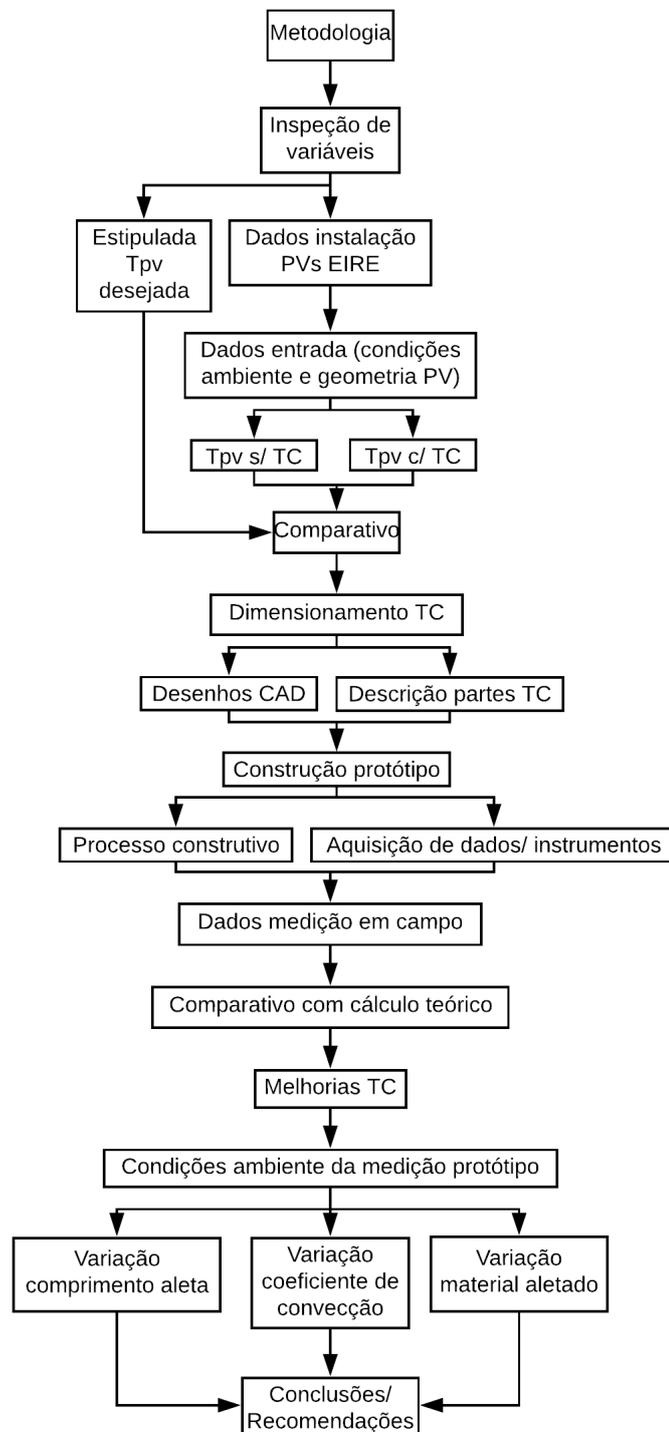
3.4 Processo de melhora do trocador de calor

Buscando a melhoria do conjunto, coube determinar o comprimento adequado para confecção das aletas, a fim de que o trocador fique o mais compacto possível, mantendo uma eficiência razoável. A influência do coeficiente de película também foi investigada, além do emprego de dois outros materiais comparado ao uso de aço galvanizado no aletado.

Para isso, a partir do processo iterativo com as planilhas desenvolvidas, gráficos foram construídos de forma a indicar os melhores e mais viáveis parâmetros construtivos.

Como forma de enaltecer o entendimento da metodologia deste trabalho, o fluxograma da figura [16](#) apresenta as etapas envolvidas, complementando o texto deste capítulo.

Figura 16 – Fluxograma da metodologia do trabalho.



Fonte: Autoria própria.

4 RESULTADOS

Este capítulo trata do dimensionamento do trocador de calor.

4.1 Inspeção de variáveis envolvidas

Com referência aos dados apresentados pelo GP-EIRE, a instalação de painéis fotovoltaicos possui capacidade de 20,28 kW, distribuídos em uma área coletora total de 136 m^2 . A eficiência do conjunto no período foi de 3,58 kWh/kW·dia. Com isso, o percentual de radiação solar transformada em energia elétrica foi estimado em 17,65%. Toda a radiação solar restante foi considerada como transformada em calor.

O cenário crítico é aquele em que o painel recebe maior radiação. Dentre a série de dados, o valor crítico é 715 W/m^2 . Para a área coletora do painel ao qual será dimensionado o trocador de calor, tem-se a potência incidente de aproximadamente 246W, dos quais 202W devem ser dissipados pelo trocador.

A área da base é a que faz contato com a base do aletado. Prevendo a presença de outros componentes do painel (mencionados anteriormente) a área foi limitada a 0,2414 m^2 . O coeficiente de película combinada foi calculado a partir da velocidade média do vento. Para resumir, as condições iniciais para dimensionamento são apresentadas na tabela [II](#).

Tabela 1 – Condições iniciais para dimensionamento.

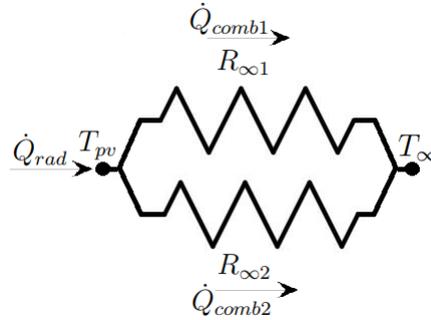
Percentual da radiação transformada em eletricidade	17,65 %
Percentual da radiação transformada em calor	82,35 %
Radiação crítica no período	715 W/m^2
Potência incidida sobre a área coletora	246 W
Potência a ser dissipada pelo painel	202 W
Área coletora	0,3445 m^2
Área da base do painel	0,2414 m^2
Velocidade média do vento	1,2 m/s
Coeficiente de película	10,26 $W/m^2 \cdot ^\circ C$
Temperatura ambiente	20 $^\circ C$
Temperatura desejada ao painel	<50 $^\circ C$

Fonte: Autoria própria

O calor é dissipado por todas as superfícies do painel. No entanto, como a espessura do mesmo é muito inferior à área coletora, perdas pelas laterais foram desprezadas. Coube então analisar a potência dissipada pelas superfícies superior (área coletora) e inferior (área base), sem o uso de um trocador de calor. Para melhor visualizar, o conceito de resistência térmica foi empregado através da figura [17](#). A variação de temperatura entre o painel e o ambiente é a mesma em ambas faces analisadas, assim como o coeficiente de película combinada. A única diferença, portanto, é a área para troca de calor com o

ambiente. Assim, as resistências térmicas para o caso, $R_{\infty 1}$ (área coletora) e $R_{\infty 2}$ (área da base), são dadas na tabela 2.

Figura 17 – Resistências térmicas para o caso investigado.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 2 – Resistências térmicas de convecção.

$R_{\infty 1}$	0,283 °C/W
$R_{\infty 2}$	0,4037 °C/W

Fonte: Autoria própria.

Pelo balanço de energia no volume de controle é possível estimar a temperatura do painel T_{pv} , lembrando que \dot{Q}_{comb1} e \dot{Q}_{comb2} são as taxas de transferência calor do painel ao ambiente através da área coletora e área da base (nesta ordem), como se mostra em 4.1

$$\dot{Q}_{rad} = \dot{Q}_{comb1} + \dot{Q}_{comb2} = (T_{pv} - 20) \times \left(\frac{1}{R_{\infty 1}} + \frac{1}{R_{\infty 2}} \right)^{-1} \quad (4.1)$$

$$202 = (T_{pv} - 20) \times \left(\frac{1}{0,283} + \frac{1}{0,4037} \right)^{-1} \rightarrow T_{pv} = 53,6^{\circ}C$$

Isso indica que o painel está acima dos 50°C estipulados, o que justifica a investigação do uso de um aletado. Para isso, considerando o formato da área útil na base, um aletado foi idealizado composto por 15 aletas confeccionadas com chapa de aluzinco (0,6 mm de espessura e 55 W/m.°C de condutividade térmica), sendo 10 com 480 mm de largura e outras 5 na porção central, com 260 mm de largura. Ambos os modelos de aletas possuem 80 mm de comprimento e são unidos a uma chapa (com área igual à base do painel) por meio de rebites, sendo então fixados ao painel por união parafusada.

As aletas, modeladas como adiabáticas, na verdade são em formato de L (dobra a 90°) para permitir a fixação à chapa por meio dos rebites, sendo uma das arestas com

comprimento de 80 mm e a outra com comprimento de 15mm para garantir espaço à furação e inserção dos rebites no aletado. Não menos importante, a resistência térmica de contato existe tanto entre painel e chapa, como entre a chapa e as aletas. Por conveniência, os parâmetros para cálculo do aletado são apresentados na tabela 3, que complementa a tabela 1, neste caso.

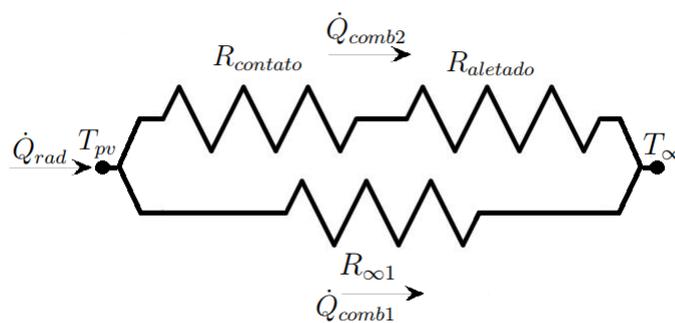
Tabela 3 – Parâmetros para cálculo do aletado.

Número de aletas	$10 \times 480\text{mm} + 5 \times 260\text{mm}$
Espessura chapa	0,6 mm
Comprimento da aleta	80 mm
Comprimento no contato aleta/base	15 mm
Condutividade térmica da chapa	$55 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
Resistência térmica de contato	$2,75\text{e-}4 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$

Fonte: Autoria própria.

A figura 18 dispõe de forma simplificada as resistências térmicas envolvidas no caso do aletado idealizado.

Figura 18 – Resistências térmicas do aletado idealizado.



Fonte: Autoria própria

A superfície coletora continua com o valor da resistência térmica $R_{\infty 1}$ já calculado. Assim, tendo a resistência térmica de contato entre base do painel e aletado ($R_{contato}$), doravante, as configurações do aletado apresentadas nas tabelas 1 a 3 são manipuladas nos conformes explanados do referencial teórico, sendo compiladas na tabela 4.

Tabela 4 – Parâmetros do aletado.

Parâmetro m	$24,94m^{-1}$
Comprimento corrigido da aleta	80,3mm
Eficiência da aleta	48,2 %
Área total das aletas	$0,976 m^2$
Área de contato chapa/aleta	$0,0915 m^2$
Área total de troca de calor	$1,126 m^2$
Eficiência global	54,4%
Resistência térmica aletado	$0,159 ^\circ C/W$
Resistência térmica base painel/aleta	$1,14e-3 ^\circ C/W$

Fonte: Aatoria própria.

Observando que $R_{aletado}$ e $R_{contato}$ estão em série entre si e em paralelo em relação à $R_{\infty 1}$ (vide figura 18), a resistência térmica total é dada pela equação 4.2

$$\frac{1}{R_{total}} = \frac{1}{R_{\infty 1}} + \frac{1}{R_{contato} + R_{aletado}} \rightarrow R_{total} = 0,102 \frac{^\circ C}{W} \quad (4.2)$$

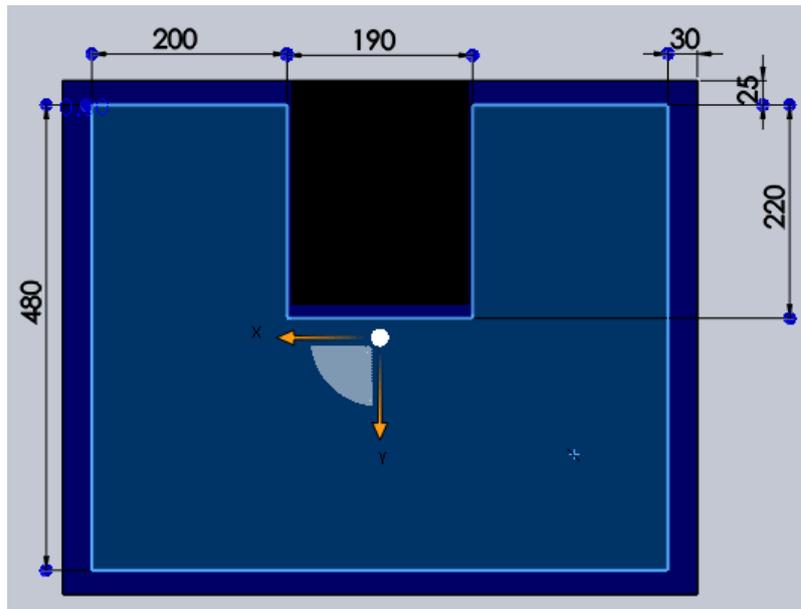
Comparado ao caso anterior, onde a resistência térmica era de aproximadamente $0,1665 ^\circ C/W$, obteve-se uma redução de 40% com o uso do trocador de calor. A consequência disso é a temperatura do painel ter reduzido para $40,6^\circ C$. Portanto, notoriamente, em teoria, o trocador de calor mesmo se apropriando apenas da convecção natural para o arrefecimento, reduz em cerca de $12^\circ C$ a temperatura do painel, atendendo a especificação desejada, concluindo o primeiro objetivo.

4.2 Dimensionamento da geometria do trocador de calor

Para que a geometria do trocador de calor investigada na seção anterior fosse melhor apreciada, a mesma foi esboçada em software CAD, sendo apresentadas as imagens nesta seção, com breves comentários a respeito dos detalhes.

Iniciando pela figura 19, se representa a chapa e suas dimensões, alocada diretamente sob o painel, juntamente à área não utilizável do mesmo, para aplicação do trocador de calor (bordas externas à chapa e caixa de diodos - retângulo escuro ao centro).

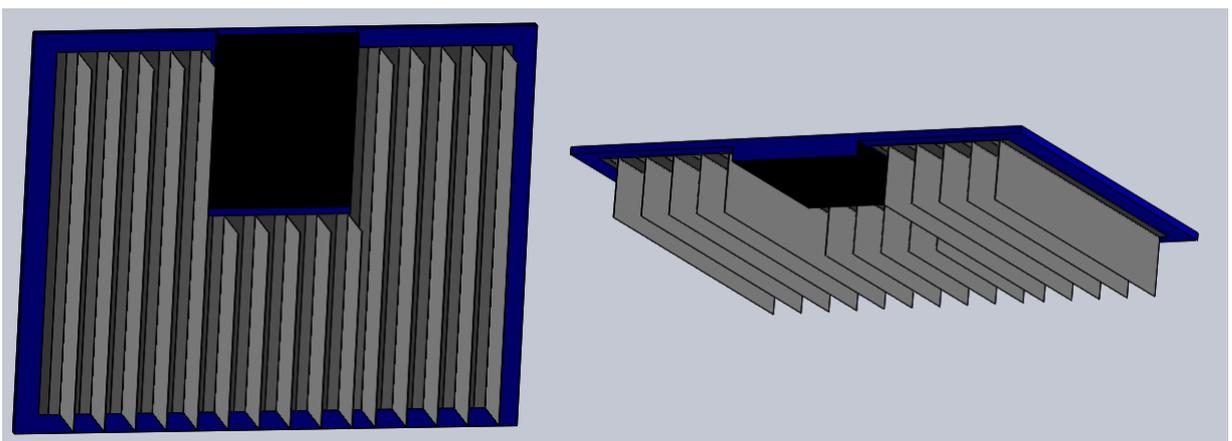
Figura 19 – Representação da chapa sob o painel.



Fonte: Autoria própria.

Já compondo o trocador de calor, na figura [20](#), o aletado é apresentado em uma mescla de perspectivas, evidenciando tanto a dobra 90°, quanto a seção transversal retangular uniforme de cada aleta. Além disso, é demonstrada a posição das aletas menores, já justificada pela presença da caixa de diodos.

Figura 20 – Representação do aletado.

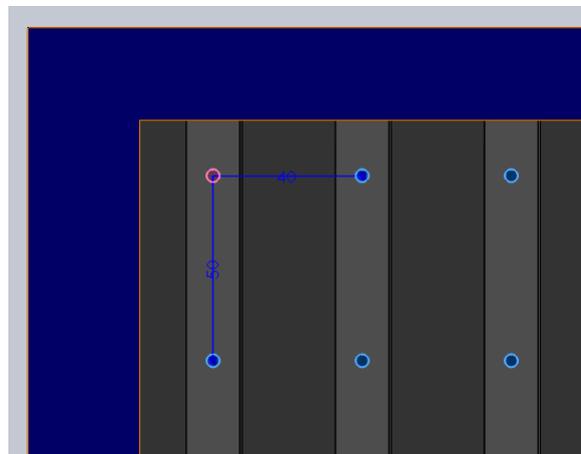


Fonte: Autoria própria.

Observando o conjunto em posição normal à base do painel, é possível conferir na figura [21](#) a furação para inserção dos rebites em uma região do trocador. Todos os furos possuem 3,5mm de diâmetro, com espaçamento longitudinal de 50mm e transversal de

40mm, o que implicou no uso de aproximadamente 20 rebites por metro. Tal aplicação foi amparada pela necessidade de melhorar o contato entre chapa e aleta, reduzindo a presença de ar nesta interface. Os rebites utilizados para confecção do protótipo têm 3,25mm de diâmetro e tendem a aproximar-se do diâmetro do furo devido à deformação plástica no momento da sua inserção.

Figura 21 – Furação para rebites.



Fonte: Autoria própria.

4.3 Construção do protótipo e análise em campo

Durante a construção do protótipo, a maior dificuldade foi em minimizar a resistência de contato entre base do painel e aletado, visto que a “cabeça” dos rebites que seguravam as aletas implicavam na existência de uma camada de ar espessa nesta interface. Folhas de papel alumínio foram empregadas na interface, reduzindo a camada de ar, mas o investimento em um sistema mais rígido para fixação do conjunto, utilizando perfis de aço (tubo $20 \times 30 \times 1$ mm), parafusados ao painel (aproveitando a furação na moldura do mesmo) foi o que notoriamente reduziu a folga indesejada. A montagem pode ser vista na figura [22](#).

Figura 22 – Protótipo finalizado.



Fonte: Autoria própria.

O teste foi realizado no dia 14 de outubro de 2018, próximo à entrada principal na Avenida Caverá, dentro da UNIPAMPA Campus Alegrete, iniciando as medições às 9:30h e finalizando às 15:00h. O protótipo em teste, com os equipamentos de medição são visíveis na figura [23](#). O painel estava com a área coletora voltada para o norte, com inclinação próxima aos 30°, que é o recomendando para a região. A carga utilizada nos terminais do painel foram três lâmpadas de 21W cada, ligadas em paralelo, a fim de aproximar-se da potência nominal do painel.

Figura 23 – Medição em campo.



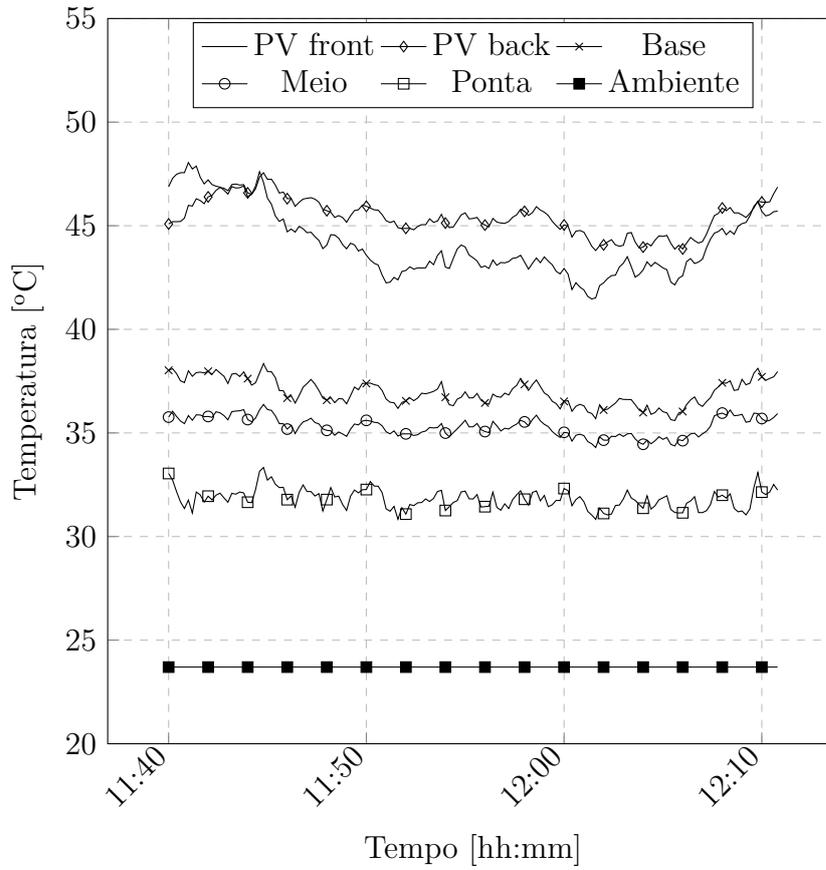
Fonte: Autoria própria.

Os termopares foram instalados conforme se acompanha na figura 22, na (4) base e na (5) frente do painel e em três aletas, sendo elas: (1) aleta 1 (extremidade do TC), (2) aleta 2 (aleta de 480 mm, mais próxima da caixa de diodos) e (3) aleta 3 (aleta de 260 mm, no centro do TC). Em cada aleta foram instalados 3 termopares ao longo de seu comprimento: base (distância de 10 mm em relação à superfície traseira do PV), meio (distância de 20 mm em relação à superfície traseira do PV) e ponta (distância de 30 mm em relação à superfície traseira do PV), permitindo visualizar o gradiente de temperatura ao longo de cada peça.

Todos os gráficos gerados apresentaram comportamento similar e por isso, apenas os gráficos para as aletas 1, 2 e 3, da medição ocorrida no período das 11h40min às 12h10min são exibidos neste trabalho, correspondendo ao período de maior radiação solar na data.

No gráfico da aleta 1 (figura 24), o gradiente de temperatura apresentado entre base, meio e ponta da aleta está de acordo com a literatura, com temperatura maior na base e menor na ponta. Apesar da mesma tendência, os gráficos das aletas 2 e 3 (figuras 25 e 26, respectivamente), indicam gradientes de temperatura menores, ou praticamente inexistentes (aleta 3). Pode-se atribuir isso à uma possível ocorrência de estagnação do ar dentro do trocador, devido ao sistema de fixação utilizado no painel.

Figura 24 – Análise para aleta 1.



Fonte: Autoria própria.

Figura 25 – Análise para aleta 2.

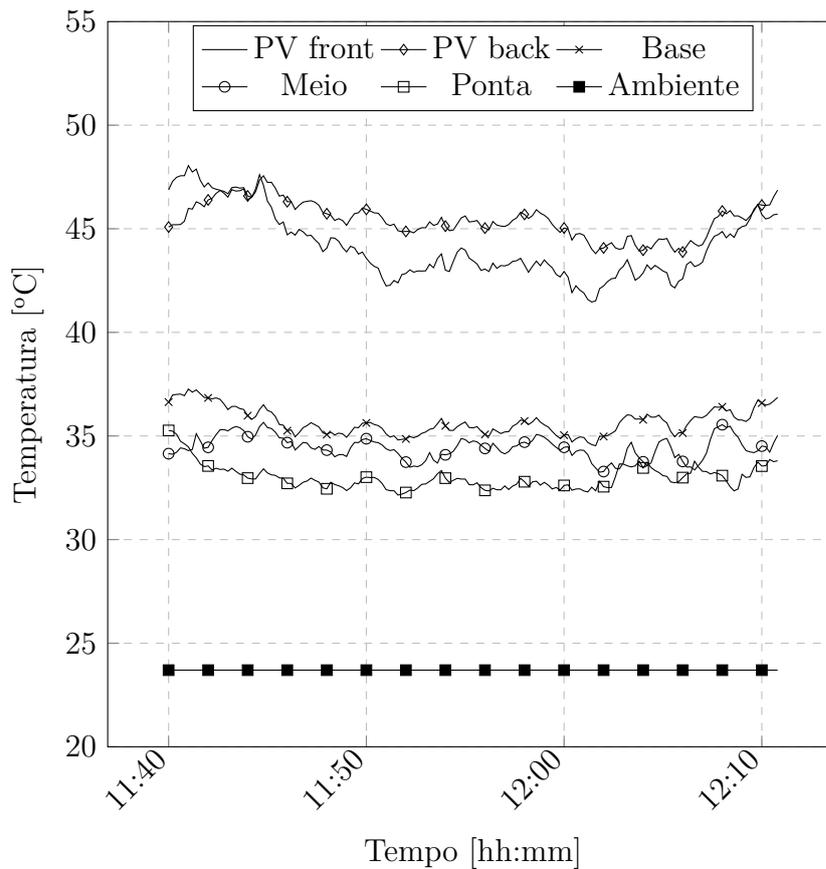
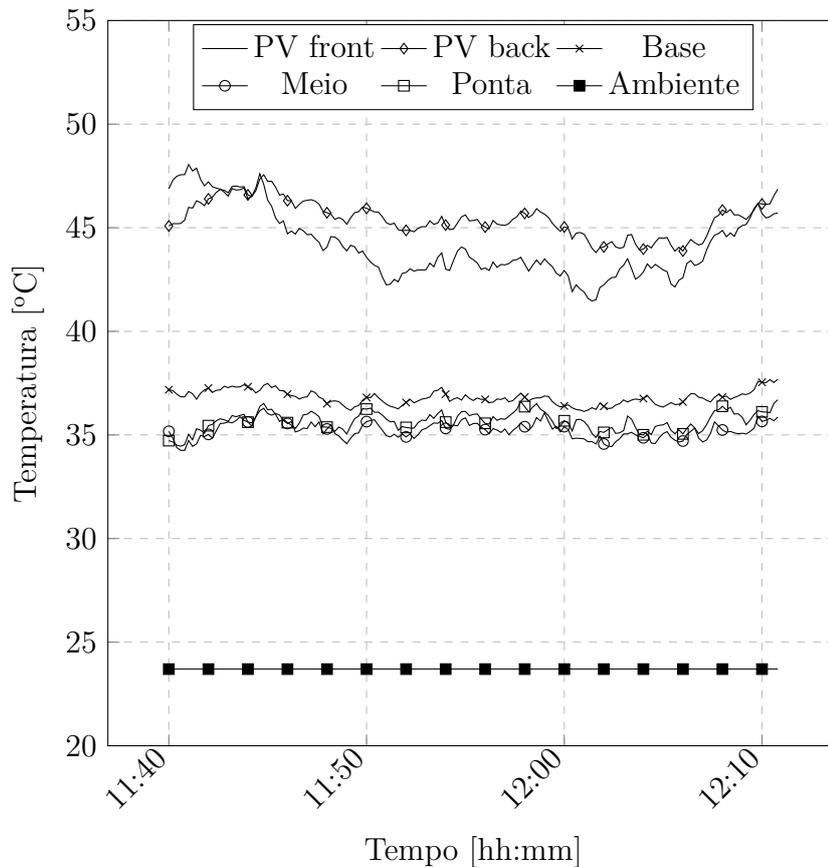


Figura 26 – Análise para aleta 3.



Fonte: Autoria própria.

A temperatura do painel se manteve abaixo dos 50°C. Porém, se verifica que a temperatura na base do mesmo é superior à temperatura na superfície coletora, indicando, primeiramente, que o painel está retendo calor, forçando a transferência de calor no sentido contrário à propagação do aletado, com provável causa o efeito da resistência térmica de contato na interface entre o painel e aletado, que é evidenciado pela diferença de temperatura entre a base da aleta e a parte traseira do painel. Além disso, a discrepância denota a existência de um gradiente de temperatura entre a superfície coletora e a da base do painel, mostrando que o mesmo não pode ser simplificado como um corpo de temperatura uniforme no equacionamento, até porque painéis fotovoltaicos são formados por várias camadas de materiais com diferentes propriedades térmicas.

Para a radiação solar, velocidade do vento e temperatura ambiente registrados no período foi gerada a tabela 5.

Tabela 5 – Condições da medição realizada.

Radiação solar	1183,5 W/m^2
Velocidade ar	1 m/s
Temperatura ambiente	23,7 $^{\circ}C$

Fonte: Autoria própria.

Pelo mesmo equacionamento apresentado, foram determinados a radiação incidente sobre o painel, o coeficiente de película, a resistência térmica do aletado e a temperatura do painel com uso do trocador de calor. Os valores são apresentados na tabela [6](#).

Tabela 6 – Cálculo analítico com valores da medição.

Radiação solar absorvida	326 W
Coeficiente de película	9,5 $W/m^2 \cdot ^{\circ}C$
Resistência térmica aletado	0,168 $^{\circ}C/W$
Resistência térmica contato painel/aletado	1,14e-3 $^{\circ}C/W$
Temperatura painel	59 $^{\circ}C$

Fonte: Autoria própria.

Considerando 47 $^{\circ}C$ a maior temperatura obtida no painel, conforme os gráficos anteriores, verifica-se uma diferença de aproximadamente 12 $^{\circ}C$, quando comparado com os cálculos realizados para a mesma situação. Isso pode ser causado por diversos fatores: erro de leitura do anemômetro, visto que a velocidade do vento variava bastante, dessa forma, por exemplo, corrigindo a velocidade para 2 m/s, a temperatura do painel viria a 50 $^{\circ}C$, uma diferença de apenas 2,5 $^{\circ}C$; trocas de calor por radiação com maior intensidade, afinal a equação do coeficiente de película combinada é apenas uma aproximação, mas que foi utilizada em todos os cálculos; fixação deficiente dos termopares ou número insuficiente de pontos analisados para captação da real distribuição de temperatura no painel. No entanto, também deve ser considerada a possibilidade do aletado estar com uma resistência térmica elevada, que inclui a interface painel/aletado e por isso as aletas não estariam transferindo calor.

Como o contato entre os elementos é o ponto crucial da montagem, a resistência térmica de contato foi estimada a partir da parcela de calor transferida para o lado do aletado \dot{Q}_{comb2} através do balanço de energia do sistema. Depois, dividindo tal valor pela área da base do aletado, foi determinado o fluxo de calor q na interface. Com a temperatura média do painel $T_{pv,media}$ e média das temperaturas na base das três aletas ($T_{media,base,aletas}$ - obtido nas planilhas da medição), obteve-se uma aproximação da diferença de temperatura na interface painel/base do aletado $\Delta T_{interface}$. Dividindo esta

diferença de temperatura pelo fluxo de calor, tem-se a resistência térmica do contato $R_{t,c,real}$. Para simplificar, os dados são apresentados na tabela 7.

Tabela 7 – Análise da resistência de contato real.

\dot{Q}_{rad}	326 W
$T_{pv,media}$	45,4 °C
\dot{Q}_{comb1}	71 W
\dot{Q}_{comb2}	255,15 W
$T_{media,base,aletas}$	36,5 °C
q	1057 W/m ²
$\Delta T_{interface}$	9 °C
$R_{t,c,real}$	8,4e-3 m ² · °C/W

Fonte: Autoria própria.

Verifica-se que a resistência térmica de contato do caso real é cerca de trinta vezes aquela tomada como valor inicial ($2,75e-4 \text{ m}^2 \cdot \text{°C}/\text{W}$), o que leva a reafirmar que este é o ponto crítico da transferência de calor no sistema. É muito provável que a cabeça dos rebites do aletado, ao tocarem na base do painel, estão permitindo uma lâmina de ar na interface, mesmo com o uso das folhas de papel alumínio.

Para o protótipo, uma possível correção seria rebaixar a cabeça dos rebites utilizando um moto esmeril, ou remover todos e escarear os furos da chapa do aletado e utilizar rebites com cabeça escareada, assim, a lâmina de ar será reduzida. Adicionalmente, as folhas de papel alumínio ou fitas adesivas térmicas podem ser utilizadas na união chapa/aleta, bem como pasta térmica na interface chapa/base do painel para diminuir as imperfeições do contato, uma vez que a rugosidade dos elementos sempre existirá.

4.4 Melhorias para o trocador de calor

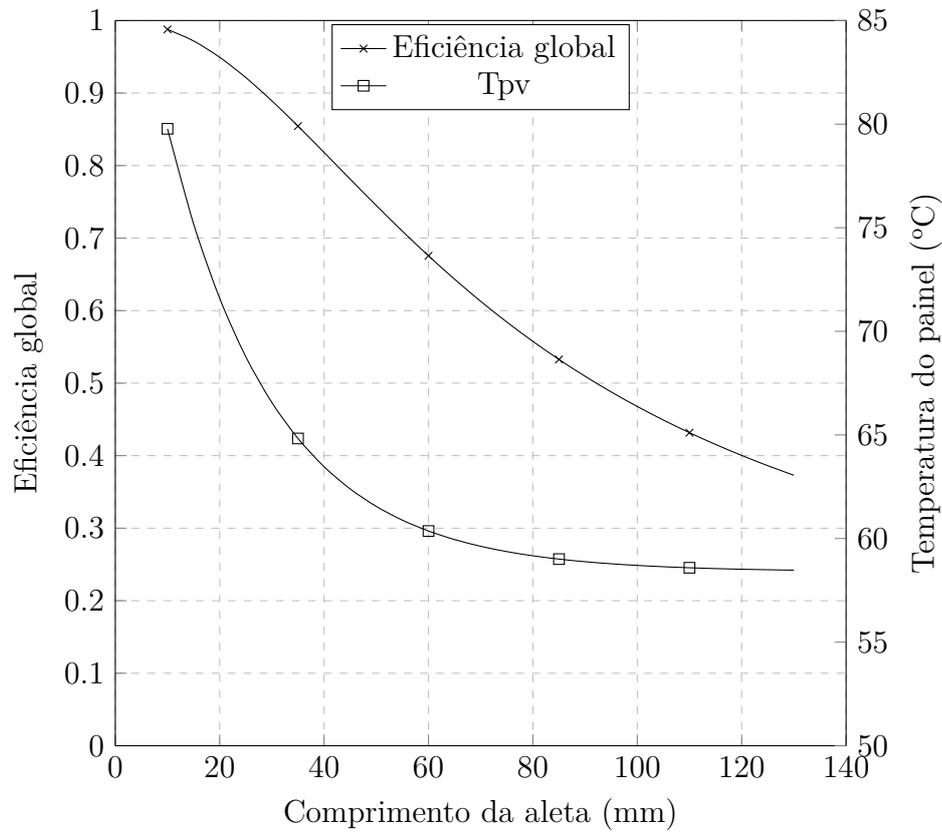
Nesta seção, a partir dos dados da tabela 5, as variáveis: comprimento da aleta, coeficiente de película e condutividade térmica do material empregado; após implementadas em planilha, através de gráficos, permitiram um comparativo entre as eficiências globais e temperatura do painel. Desse modo, os resultados apontaram uma tendência construtiva do modo mais eficiente para o trocador de calor.

4.4.1 Variação do comprimento da aleta

Para evidenciar o comportamento da eficiência global conforme o comprimento da aleta, o gráfico mostrado na figura 27 foi construído para comprimentos entre 0 e 130mm.

Na estimativa de comprimento de 80mm, apresentada na seção anterior, a eficiência global corresponde a cerca de 50%. É correto verificar que a eficiência decai com o aumento do comprimento da aleta, afinal, cada seção transversal que compõem uma aleta

Figura 27 – Eficiência global e temperatura do painel versus comprimento da aleta.



Fonte: Autoria própria.

está sujeita a uma diferença de temperatura. Como o calor se propaga pela mesma por condução, e esta ao ar ambiente por convecção (combinada), as extremidades desta estão em uma temperatura que já não favorece a transferência de calor quando comparada à região da base.

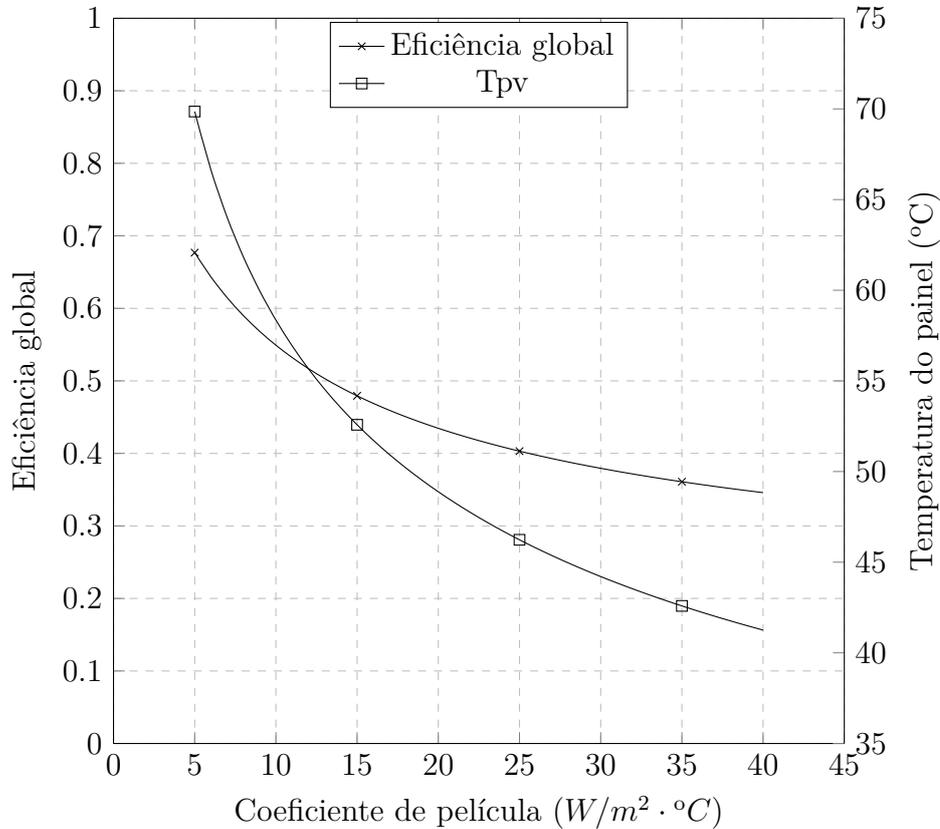
Para verificar a afirmação, recorre-se ao mesmo gráfico, na curva da temperatura do painel. Como esperado, percebe-se que a temperatura do painel praticamente estabiliza em 57°C em seu limite. Também é apreciável que, no intervalo de comprimentos de 10 até 50mm ocorre uma queda bastante acentuada na temperatura do painel, enquanto para comprimentos superiores a 50mm ocorre uma redução mais amena. Isso denota, portanto, a eficiência do comprimento das aletas mediante a diferença de temperatura de cada seção transversal ao longo destas, condizendo com a literatura.

4.4.2 Variação do coeficiente de película

Uma alternativa para melhorar a transferência de calor do trocador é aumentar o coeficiente de película, através do acoplamento de ventiladores (*coolers*), por exemplo. Como forma de averiguar a interferência da variação deste fator no trocador de calor, o gráfico da figura 28 foi construído, trazendo a eficiência global e temperatura do painel em

função do coeficiente de película, considerando o uso de aletas com 80mm de comprimento.

Figura 28 – Eficiência global e temperatura do painel versus coeficiente de película para comprimento de aleta de 80mm.



Fonte: Autoria própria

Acompanhando o gráfico anterior, para coeficientes entre 5 até 30 $W/m^2 \cdot ^\circ C$ a eficiência global reduz-se abruptamente, seguindo para uma aproximada linearidade decrescente para valores superiores a 30 $W/m^2 \cdot ^\circ C$, indicando uma tendência de estabilização ao fim do trecho. Este comportamento demonstra que, para uma área de troca de calor sujeita à uma diferença de temperatura, a taxa com que o calor é transferido, neste caso, do trocador para o ar, se dá de forma cada vez menos eficiente. Tal afirmação pode ser analisada da seguinte forma: quanto maior o coeficiente de película, maior o parâmetro m , pois a relação h/k aumenta, implicando em aletas menores; portanto, o aumento do h para uma aleta de comprimento fixo, ocorrerá um "excesso" de comprimento, reduzindo a eficiência do aletado.

Ainda averiguando o efeito da variação do coeficiente de película no mesmo gráfico, a curva da temperatura do painel em função do coeficiente, novamente se verifica um comportamento bastante similar ao da curva da eficiência global, concordando com o esclarecimento anterior. Ao supor um escoamento de ar com velocidade de 4 m/s , através da equação 2.2, o coeficiente de película aproximado é de 20 $W/m^2 \cdot ^\circ C$ e com isso a temperatura do painel ficaria na casa dos 50 $^\circ C$, sendo que a velocidade média de vento

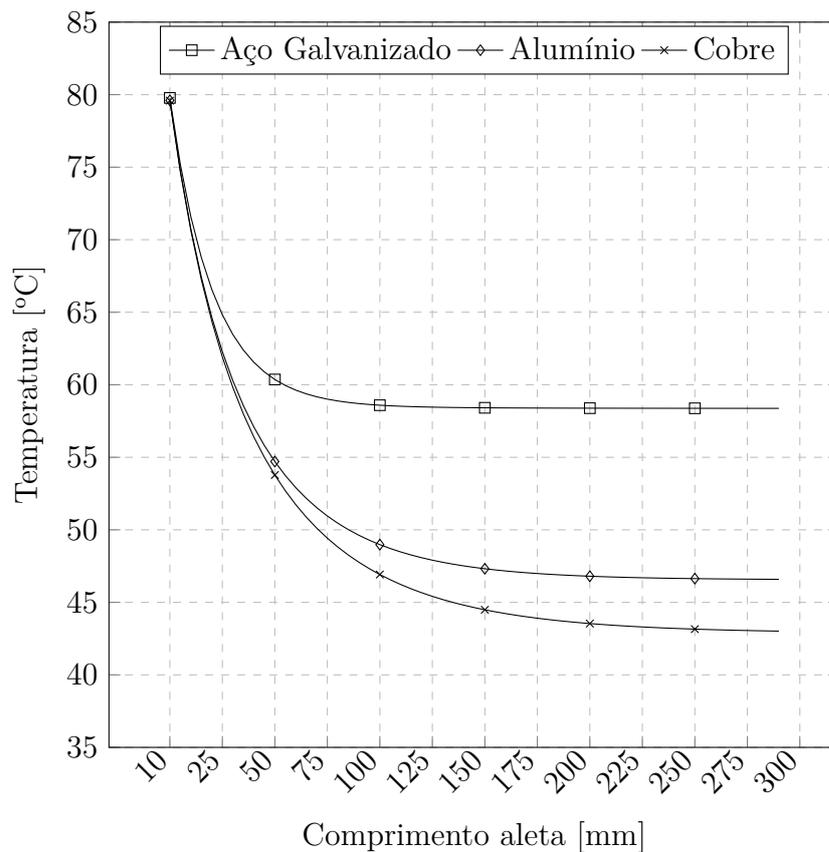
global, segundo (DUFFIE; BECKMAN, 2006) é de 5 m/s , o que indica a necessidade do uso de convecção forçada para garantir uma temperatura adequada.

O uso de ventiladores, caracterizando a convecção forçada, notoriamente resultaria no aumento do coeficiente de película, arrefecendo melhor o painel. Mesmo assim, deve-se atentar ao consumo energético dos ventiladores empregados, que podem tornar o sistema inviável.

4.4.3 Variação do material do aletado

Outro modo de alentar a transferência de calor é alterando o material do aletado. Para o coeficiente de película de $9,5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ e variando o comprimento de aleta de 10 à 300 mm, considerando os seguintes materiais para confecção do aletado: aço galvanizado ($k = 55 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$), alumínio puro ($k = 237 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$) e cobre puro ($k = 401 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$); foi construído o gráfico da figura 29 para demonstrar a temperatura do painel.

Figura 29 – Temperatura do painel versus comprimento da aleta para uso de aço galvanizado, alumínio e cobre.



Fonte: Autoria própria.

Apesar de se verificar a tendência de estabilidade na temperatura para as três curvas, é notória a eficiência na transferência de calor do cobre e do alumínio, comparados ao aço galvanizado, mesmo se tratando de convecção natural. Isso explica porque

geralmente os dissipadores de chips são fabricados em alumínio: é um metal que permite boa transferência de calor, sendo mais barato que o cobre e, ainda, cerca de três vezes mais leve que o aço. Porém, em aplicações mais severas, o cobre é o recomendado.

No caso do protótipo, uma correção alternativa é confeccionar o aletado usando chapas de alumínio, ou, para um investimento mais alto, usinar um bloco de alumínio no formato do aletado, dispensando os rebites e a resistência de contato entre a chapa e as aletas.

5 CONCLUSÕES

Mesmo verificando a diferença entre o cálculo analítico e o resultado experimental, muitos outros aspectos foram evidenciados, os quais permitem um direcionamento para construção de um trocador de calor para o dado caso, tais como: limites razoáveis para o comprimento da aleta, necessidade de convecção forçada para garantia de uma temperatura operacional adequada, emprego de um material do aletado com boa condutividade térmica, atenção especial à montagem no contato do aletado com o painel e limitações da geometria do trocador conforme o espaço disponível na base do painel.

Dessa forma, pode-se dizer que os objetivos de: inspecionar as variáveis envolvidas do problema, dimensionar a geometria do trocador, construir o protótipo para teste e averiguar melhorias; foram realizados de forma razoável, visto que, analiticamente, o painel reduziu a temperatura com uso do trocador em pelo menos 12°C. No entanto, os processos devem ser refinados, principalmente no que se refere à construção do protótipo, a fim de reduzir o erro entre os resultados analítico e experimental.

Com grande importância também, os instrumentos necessários neste trabalho como: solarímetro, anemômetro, termopares e *data logger*; foram mencionados para que, na continuidade deste estudo, ocorra a preocupação quanto ao correto funcionamento destes, a fim de que se forneçam resultados de forma fidedigna.

5.1 Recomendação para futuros trabalhos

Para futuros trabalhos na área, as recomendações são as seguintes:

- Corrigir rebites do aletado ou confeccionar um novo utilizando um material melhor condutor de calor (cobre ou alumínio) com convecção forçada;
- Usar mais termopares, mapeando melhor as temperaturas do aletado e painel;
- Traçar a curva do gradiente de temperatura no painel, observando se o mesmo está retendo calor;
- Utilizar outro painel durante o teste experimental, verificando diferenças de temperatura entre o caso "com" e "sem" aletado, ou ainda, a potência gerada por cada um dos painéis em um mesmo ambiente;
- Pesquisar outras conformações e métodos de arrefecimento como: ventilação direta, pastilhas termoelétricas baseada no Efeito Peltier ou mesmo máquinas de refrigeração.

REFERÊNCIAS

- ARIMILLI, R. V. e. a. Design of air-cooled heat sink for a 55-kw power inverter with laminar flow. **Journal of Thermal Science and Engineering Applications**, v. 7, p. 7, 2015. Citado na página [26](#).
- Canadian Solar. **Canadian Solar Panel Data Sheet**. 2018. Disponível em: <https://goo.gl/KgyxSD>. Acesso em: maio de 2018. Citado na página [20](#).
- Central Intelligence Agency. **The World Factbook: Brazil**. 2017. Disponível em: <https://goo.gl/Xm1zDz>. Acesso em: maio de 2018. Citado na página [19](#).
- Centro de Pesquisas de Energia Elétrica. **Atlas do potencial eólico brasileiro**. 2001. Disponível em: <https://goo.gl/smiqQv>. Acesso em: maio de 2018. Citado na página [19](#).
- COSTA, E. L.; SILVA, W. M. Impact of climate on firm value: Evidence from the electric power industry in brazil. **Energy**, v. 153, p. 359–368, 2018. Citado na página [19](#).
- DIAS, A. da S. **Avaliação do desempenho térmico de coberturas metálicas utilizadas em edificações estruturadas em aço**. Dissertação (Dissertação de Mestrado) — Universidade Federal de Ouro Preto, 2011. Citado na página [34](#).
- DU, D. e. a. Thermal management systems for photovoltaics (pv) installations: A critical review. **Solar Energy**, v. 97, p. 238–254, 2013. Citado na página [20](#).
- DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar engineering of thermal processes**. New Jersey: John Wiley Sons, 2006. Citado 2 vezes nas páginas [24](#) e [53](#).
- EL-SEBAILI, A. A.; SHALABYB, S. M. Solar drying of agricultural products: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, p. 37–43, 2012. Citado na página [20](#).
- Empresa de Pesquisa Energética. **Projeção da demanda de energia elétrica para os próximos 10 anos**. 2017. Disponível em: <https://goo.gl/Bdtxm2>. Acesso em: maio de 2018. Citado na página [19](#).
- GOMES, A. S.; MAGALHAES, A. M. **Arroz irrigado no sul do Brasil**. Brasília: Embrapa, 2004. Citado na página [20](#).
- Governo do Brasil. **Matriz energética**. 2017. Disponível em: <https://goo.gl/ETcDkM>. Acesso em: maio de 2018. Citado na página [19](#).
- GP-EIRE. **Exploração Integrada de Recursos Energéticos Solares. Sistemas Energéticos Renováveis**. 2018. Disponível em: <https://goo.gl/mJki22>. Acesso em: junho de 2018. Citado 2 vezes nas páginas [21](#) e [33](#).
- HAMID, S. A. . e. a. An overview of photovoltaic thermal combination (pv/t combi)technology. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 38, p. 212–222, 2014. Citado na página [22](#).
- INCROPERA, F. P. . e. a. **Fundamentos de transferencia de calor e de massa**. Rio de Janeiro: LTC, 2008. Citado 3 vezes nas páginas [23](#), [25](#) e [32](#).

- KITTLER, R.; DARULA, S. Determination of time and sun position system. **Solar Energy**, v. 93, p. 72–79, 2013. Citado na página [20](#).
- Kyocera Solar. **Kyocera Solar Panel Data Sheet**. 2018. Disponível em: <https://goo.gl/v2LZtk>. Acesso em: maio de 2018. Citado 2 vezes nas páginas [20](#) e [21](#).
- NeoSolar. 2018. Disponível em: <https://goo.gl/1e3n54>. Acesso em: maio de 2018. Citado na página [21](#).
- Oliveira, M. M.; et al. **Exploração Integrada de Recursos Energéticos Solares. Instituto Nacional de Ciência e Tecnologia em Geração Distribuída de Energia Elétrica (INCT-GD)**. 2018. Disponível em: <https://goo.gl/yJdtXo>. Acesso em: junho de 2018. Citado na página [22](#).
- PEREIRA, E. B. e. a. **Atlas brasileiro de energia solar**. São José dos Campos: INPE, 2006. Citado na página [19](#).
- PIERRICK, H. . e. a. Dynamic numerical model of a high efficiency pv-t collector integrated into a domestic hot water system. **Solar Energy**, v. 111, p. 68–81, 2015. Citado na página [22](#).
- POGGI, F. e. a. Planning renewable energy in rural areas: impacts on occupation and land use. **Energy**, v. 155, p. 630–640, 2018. Citado na página [19](#).
- PORTELLA, J. A.; MARTINS, R. R. Gás na secagem. **Cultivar**, p. 36–37, 2001. Citado na página [20](#).
- RUHANG, X. The restriction research for urban area building integrated grid-connected pv power generation potential. **Energy**, v. 113, p. 124–143, 2016. Citado na página [19](#).
- SANTOS, M. A. e. a. Estimates of ghg emissions by hydroelectric reservoirs: The brazilian case. **Energy**, v. 133, p. 99–107, 2017. Citado na página [19](#).
- Sistema Ocepar. 2014. Disponível em: <https://goo.gl/QRVbLB>. Acesso em: maio de 2018. Citado na página [20](#).
- WiseGEEK. 2018. Disponível em: <https://goo.gl/D9DVfE>. Acesso em: maio de 2018. Citado na página [23](#).
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. Porto Alegre: AMGH Editora, 2009. Citado 4 vezes nas páginas [23](#), [27](#), [28](#) e [34](#).