

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PAMPA

Matheus Oliveira Momolli

**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 Me-
cânica da Universidade Federal do Pampa
como requisito parcial para a obtenção do
título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Adriano Roberto Ca-
rotenuto

Coorientador: Prof. Dr. José Wagner Kaeh-
ler

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 Me-
cânica da Universidade Federal do Pampa
como requisito parcial para a obtenção do
título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado em de de
Banca examinadora:

Prof. Dr. Adriano Roberto Carotenuto

Orientador

Unipampa

Prof. Dr. José Wagner Kaehler

Coorientador

Unipampa

Prof. Dr. Ana Claudia Costa de Oliveira

Unipampa

RESUMO

Este trabalho consiste no desenvolvimento de um trocador de calor, constituído por base e aletado, com finalidade de arrefecer um painel fotovoltaico, garantindo uma temperatura operacional razoável. Oportunamente, existe o interesse secundário em usar o fluido de arrefecimento como auxílio na secagem de grãos em silos, reduzindo o custo deste processo. A bibliografia referente à transferência de calor permitiu estabelecer as relações matemáticas entre as variáveis envolvidas nos fenômenos físicos, o que possibilitou a concepção da geometria do trocador de calor. Por conseguinte, a geometria foi aprimorada através da análise das variáveis, com o intuito de reduzir o espaço ocupado pela mesma, mas preservando a sua eficiência.

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

ABSTRACT

This work consists the developing of a heat exchanger formed by a fined surface, which the primary objective is to cool a photovoltaic panel, ensuring its reasonable operation temperature. As secondary objective, there is an interest to use the cooling fluid as support in seed drying, i.e. agricultural application, minimizing the process cost. The heat transfer reference literature provided establishment of mathematical relations among the variables involved in the physical phenoms, allowing the conception of the heat exchanger's geometry. Thereafter, the geometry was improved through the variables analysis, focusing to reduce the space used by this, while preserving its efficiency.

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

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Área coberta no local de descarga de grãos	14
Figura 2 – Painéis fotovoltaicos instalados diretamente sobre um telhado	15
Figura 3 – Dissipador de calor	17
Figura 4 – <i>Cooler</i> acoplado à um dissipador de calor	19
Figura 5 – Fluxo de calor entre dois sólidos	20
Figura 6 – Parâmetros geométricos do dissipador	21
Figura 7 – Parâmetros geométricos para aletas retangulares retas	22
Figura 8 – Representação visual de uma aleta uma superfície	23
Figura 9 – Representação visual de aletado exposto ao ambiente	26
Figura 10 – Painel fotovoltaico Kyocera KC40T	27
Figura 11 – <i>Cooler</i> K-Mex	29
Figura 12 – Vista posterior do painel fotovoltaico Kyocera KC40T	29

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	Considerações iniciais	13
1.2	Justificativa	14
1.3	Delimitação do tema	15
1.4	Objetivos	16
1.4.1	Objetivo geral	16
1.4.2	Objetivos específicos	16
2	REFERENCIAL TEÓRICO	17
2.1	Investigação da transferência de calor em dissipadores para chips	17
2.2	Lei de Newton para resfriamento para convecção em corpos .	17
2.2.1	Aquecimento de uma massa de ar por convecção	18
2.2.2	Vazão mássica de ar por um ventilador	19
2.3	Lei de Fourier para condução de calor	19
2.4	Resistência térmica de contato	20
2.5	Aletas em dissipadores	21
2.5.1	Aletas adiabáticas	21
2.5.1.1	Equacionamento para aletas adiabáticas	22
2.6	Conceito de resistência térmica	24
2.6.1	Resistência térmica para condução em uma chapa	24
2.6.2	Resistência térmica para convecção em uma superfície	24
2.6.3	Resistências térmicas em série	25
2.6.4	Resistência térmica para uma chapa aletada	25
2.6.5	Resistência térmica para uma chapa aletada com resistência térmica de contato na interface chapa-aleta	26
3	METODOLOGIA	27
3.1	Processo de inspeção das variáveis envolvidas	27
3.2	Processo de dimensionamento do trocador de calor	28
3.3	Processo de otimização da geometria	30
	REFERÊNCIAS	31

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). 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 deseja-se abster o uso, devido às grandes 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, representam 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 venham 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, após a colheita. É comum encontrar secadores de grãos junto à essas estruturas, os quais eliminam parte da umidade das sementes através do contato dessas com ar aquecido, mediante a queima

Figura 1 – Área coberta no local de descarga de grãos



Fonte: Sistema Ocepar (2014)

de combustíveis tais 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 dada a 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 integralização destes três fatores.

Por outro lado, um dos problemas que vem sendo observados é a deterioração de rendimento de painéis fotovoltaicos causado 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 aproximadamente 25°C, apresentando um dos melhores rendimentos. Além disso, a inclinação dos painéis devem ser proporcionais à latitude do local, devido a variação da incidência da radiação solar, longitudinalmente ao longo do planeta Terra (KITTLER; DARULA, 2013), e portanto, também influenciam no rendimento dos mesmos.

Dados do GP-EIRE (2018) apontam que, para a cidade de Alegrete, a inclinação que melhor favorece a transformação da energia solar é de 22° , correspondendo à continência na 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 2, 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, o que também reduz a vida útil dos componentes dos painéis.

Figura 2 – 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 justifica-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, propõe-se a recuperar parte desta energia térmica através de trocadores de calor usando o ar como agente ativo. A aplicação tecnológica em grandes áreas como de armazenagem de grãos poderia aportar energia complementar à manutenção do teor de umidade em silos armazenadores de grãos (Oliveira, M. M.; et al., 2018). Ou seja, com este direcionamento, corre o interesse em aproveitar-se do aquecimento dos painéis fotovoltaicos que, ao arrefecê-los com ar ambiente, seja possível somar este à massa de ar aquecida por algum combustível (casca de grãos, lenha ou gás) em fração menor, sendo utilizados

para secagem de grãos, contribuindo com a economia de energia ao mesmo tempo em que melhora o rendimento dos painéis fotovoltaicos.

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 melhorar o rendimento do mesmo.

1.4.2 Objetivos específicos

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

- Inspeccionar as variáveis envolvidas no fenômeno de transferência de calor em um painel fotovoltaico;
- Dimensionar uma geometria constituída por base e aletado (trocador de calor), que propicie a melhora do rendimento ao painel fotovoltaico;
- Otimizar o trocador de calor.

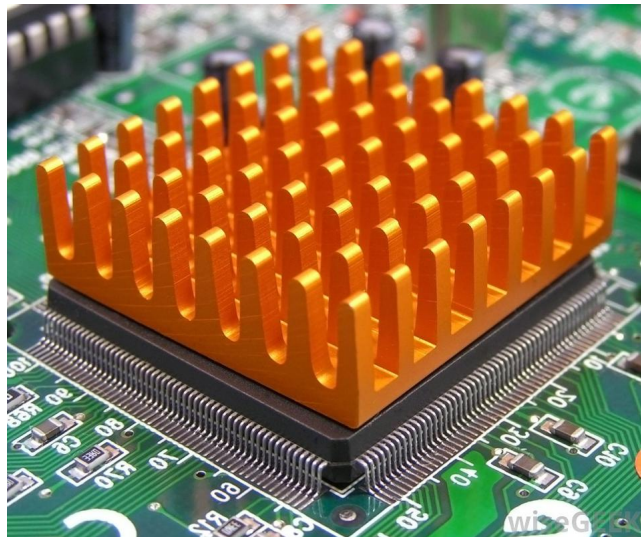
2 REFERENCIAL TEÓRICO

Este capítulo é composto pelo amparo bibliográfico que foi 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 a modelagem matemática do problema de aquecimento do painel fotovoltaico à assimilação com um dissipador de calor bastante utilizado na indústria eletrônica, como mostrado na imagem 3. Chips de processamento precisam operar abaixo de uma temperatura limite, caso contrário sua eficiência cai, tornando os processos mais morosos, podendo vir a fundir quando sobrecarregados térmicamente (ÇENGEL; GHAJAR, 2009).

Figura 3 – Dissipador de calor



Fonte: WiseGEEK (2018)

A função do dissipador é aumentar a área de contato do chip com o ar ambiente, melhorando a transferência de calor por convecção, que se dá pela variação da densidade do ar ambiente, reduzindo a temperatura operacional do chip (ÇENGEL; GHAJAR, 2009).

2.2 Lei de Newton para resfriamento para convecção em corpos

A Lei de Newton de Resfriamento descreve matematicamente o fenômeno da convecção, através da equação 2.1, conforme Çengel e Ghajar (2009). Dada a superfície de uma chapa, com área A e temperatura T_b , exposta ao ambiente de temperatura T_∞ , calor é perdido por convecção com coeficiente de transferência de calor 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 convecção 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, no parâmetro h (ÇENGEL; GHAJAR, 2009).

Para velocidades de vento inferiores a $4m/s$, pode-se estimar o coeficiente de convecção pela equação 2.2 (TARIGAN, 2018)

$$h = 5.7 + 3.8 V \left[\frac{W}{m^2.K} \right] \quad (2.2)$$

Onde V é a velocidade do vento (m/s).

2.2.1 Aquecimento de uma massa de ar por convecção

É fundamental considerar que o calor do chip é transferido para o dissipador, e deste para o ambiente. Obrigatoriamente, se a temperatura do chip se reduz, a temperatura do ar envolvente aumenta, concordando com as leis da termodinâmica. Por isso, o ar recebe calor na mesma taxa em que o dissipador transfere, sendo proporcional à área, é claro. Naturalmente, o ar aquecido tende a subir na atmosfera, enquanto uma massa de ar mais frio toma o espaço em contato com o dissipador, devido a diferença de densidade (ÇENGEL; GHAJAR, 2009), repetindo então todo o processo.

Além disso, o calor específico, que determina a quantidade de energia necessária para aumentar a temperatura da massa de ar, também aumenta com o acréscimo de temperatura (ÇENGEL; GHAJAR, 2009). No entanto, para leves variações de temperatura, pode-se usar o valor médio do calor específico proporcional à diferença de temperatura, servindo como estimativa inicial em cálculos.

É possível acelerar o processo fazendo uso de um ventilador que insufla ar ao longo na superfície, caracterizando uma convecção forçada. Desse modo, o coeficiente de convecção aumenta, indicando que mais energia é transferida por unidade de tempo.

Para exemplificar, considerando uma vazão mássica de ar $\dot{m}$, com calor específico médio c_m , insuflada por um ventilador, sujeita à uma taxa de transferência de calor $\dot{Q}$ (do dissipador para o ambiente), é esperado que ocorra uma variação da temperatura do ar ΔT , conforme representa matematicamente a equação 2.3 (ÇENGEL; GHAJAR, 2009)

$$\dot{Q} = \dot{m} c_m \Delta T \quad (2.3)$$

2.2.2 Vazão mássica de ar por um ventilador

Coolers são ventiladores utilizados acoplados à dissipadores de calor (figura 4), melhorando a taxa de transferência de calor do conjunto através do coeficiente de convecção, de maneira proporcional à vazão mássica insuflada pelo mesmo. O movimento rotativo contínuo das pás faz com que massas de ar sejam projetadas normalmente ao sentido de rotação. Uma forma de estimar a vazão mássica disponibilizada por um *cooler* é medir a velocidade do ar de saída V_s com um anemômetro e medir a área livre da seção transversal A_s com um paquímetro, preferencialmente próximo das condições normais de temperatura e pressão. Em seguida, recorrendo à tabelas, determinar a massa específica do ar ρ (INCROPERA, 2008; ÇENGEL; GHAJAR, 2009) e então, utilizar a equação 2.4*

$$\dot{m} = V_s A_s \rho \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (2.4)$$

*Todas as variáveis estão no S.I.

Figura 4 – *Cooler* acoplado à um dissipador de calor



Fonte: GPJ Informática (2018)

2.3 Lei de Fourier para condução de calor

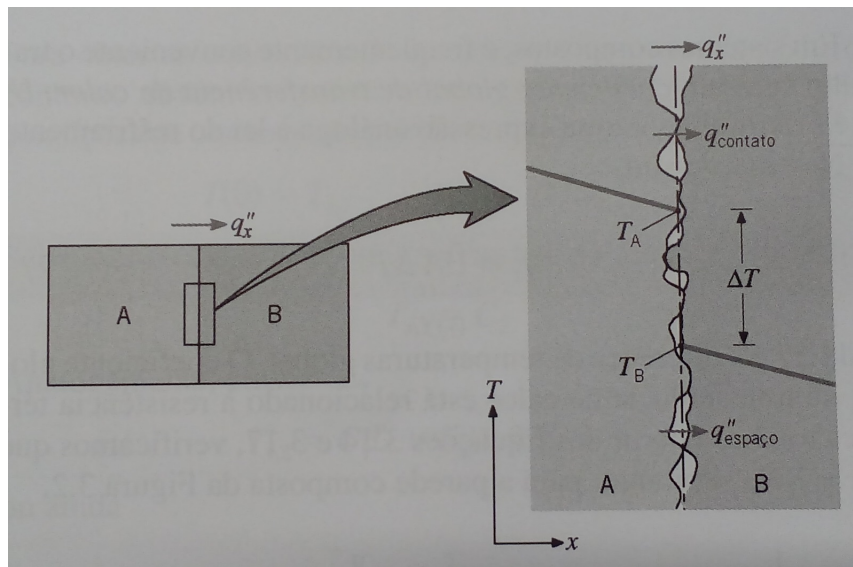
Dissipadores de calor são casados à chips pelo contato entre suas superfícies, permitindo a presença de ar na interface de contato (figura 5), uma vez que a rugosidade das superfícies em contato não permitem uma aderência perfeita, trazendo um efeito negativo ao conjunto pois, a transferência de calor do chip para o dissipador depende da área de contato entre ambos, sendo matematicamente descrito pela Lei de Fourier, através da equação 2.5 para a transferência de calor em sólidos, conforme Incropera (2008).

$$\dot{Q} = \frac{k A \Delta T}{l} \quad (2.5)$$

Onde k representa a condutividade térmica do material ($W/m.K$), ΔT representa a diferença de temperatura entre as faces do sólido em análise ($^{\circ}C$) e l representa a espessura do sólido (m).

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 para o ar presente na interface, demonstrando a redução da área efetiva de contato entre os corpos.

Figura 5 – Fluxo de calor entre dois sólidos



Fonte: Incropera (2008)

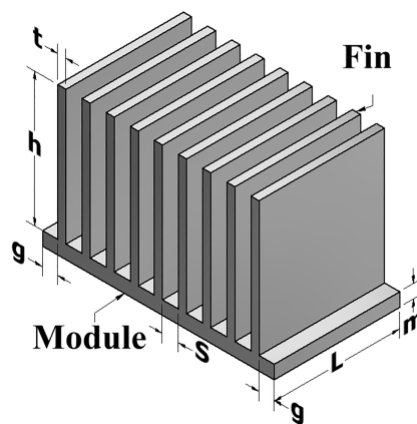
2.4 Resistência térmica de contato

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, tecnicamente intitulada "*resistência térmica de contato*", com base em experimentos, sendo usadas para fins de cálculo teórico (INCROPERA, 2008). Tais valores dependem do tipo contato: vácuo ou fluido na interface, pressão de contato, material e rugosidade dos sólidos envolvidos. 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 $2,75 \times 10^{-4} m^2.^{\circ}C/W$ (INCROPERA, 2008).

2.5 Aletas em dissipadores

A evolução dos dissipadores implicou em suas geometrias aprimoradas de forma a colaborar com o fenômeno, recebendo o nome de aletas (INCROPERA, 2008). A geometria de tais dissipadores é relativamente simples, podendo ser caracterizados por base (*module*) e aletas (*fins*) - visíveis na figura 6 - onde a primeira tem função principal de garantir o acoplamento mecânico à área disponível do chip e a segunda aumenta a área de troca de calor com o ambiente.

Figura 6 – Parâmetros geométricos do dissipador



Fonte: Adaptado de Arimilli (2015)

Tão únicas são as aletas, que necessitam equações próprias para sua representação matemática, afinal existem várias geometrias: cilíndricas, retangulares, com seção transversal uniforme ou não (ÇENGEL; GHAJAR, 2009). Na figura 6, por exemplo, tem-se aletas com perfil retangular ao longo de todo seu comprimento. Por conveniência, tabelas foram construídas com base em experimentos, para fins práticos e cálculos (ÇENGEL; GHAJAR, 2009; INCROPERA, 2008). 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.

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 (ÇENGEL; GHAJAR, 2009).

2.5.1.1 Equacionamento para aletas adiabáticas

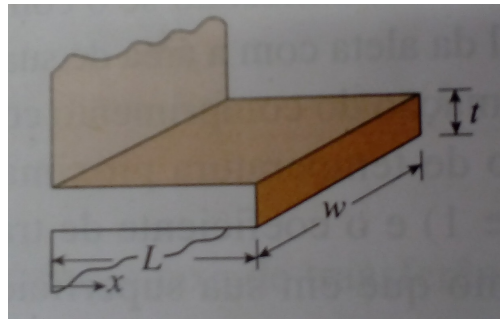
Para uma aleta adiabática a equação 2.6 descreve a taxa de transferência de calor

$$\dot{Q} = \sqrt{h p k A_c} (T_b - T_\infty) \tanh (mL) \quad (2.6)$$

Onde p é o perímetro da aleta (m), A_c é a área da seção transversal da aleta (m^2), m é um parâmetro adimensional (que será apresentado a seguir) e L é o comprimento da aleta (m).

Para aletas retangulares retas, eficiência e parâmetros físicos são determinados pelas equações 2.7, 2.8, 2.9 e 2.10, a partir da figura 7, de acordo com Çengel e Ghajar (2009)

Figura 7 – Parâmetros geométricos para aletas retangulares retas



Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (2009)

O parâmetro adimensional m é uma relação matemática entre o coeficiente de convecção 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 .

$$m = \sqrt{2h/kt} \quad (2.7)$$

Para facilitar os cálculos, o comprimento da aleta é corrigido (L_c) através da equação 2.8 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 isolada termicamente

$$L_c = L + t/2 [m] \quad (2.8)$$

A área exposta da aleta (A_{aleta}) como o nome já diz, é a área desta imersa ao ambiente, calculada pela equação 2.9

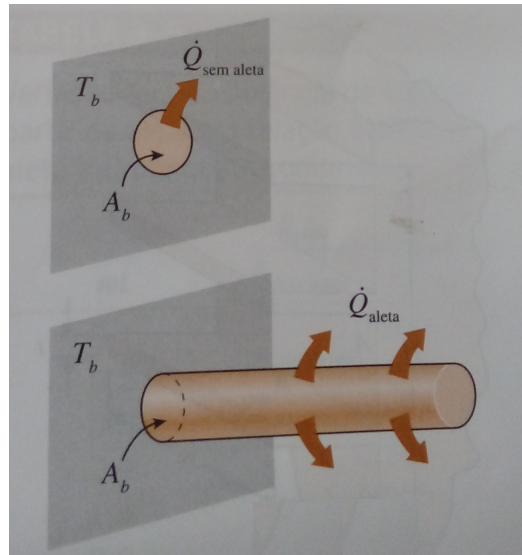
$$A_{aleta} = 2wL_c [m^2] \quad (2.9)$$

O calor é transferido à aleta a partir da superfície da base por condução, e daí em diante, para o ambiente sempre por convecção a partir da 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 2.10 (ÇENGEL; GHAJAR, 2009)

$$\eta_{aleta} = \frac{\tanh(m L_c)}{m L_c} \quad (2.10)$$

A eficácia 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 2.11

Figura 8 – Representação visual de uma aleta uma superfície



Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (2009)

$$\varepsilon_{aleta} = \frac{\dot{Q}_{aleta}}{\dot{Q}_{semaleta}} \quad (2.11)$$

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 aletada) é comparado ao caso da não existência da aleta, tecnicamente denominado por eficiência global ($\varepsilon_{aleta, global}$) e representado pela equação 2.12 (ÇENGEL; GHAJAR, 2009)

$$\varepsilon_{aleta, global} = \frac{A_{não aletada} + \eta_{aleta} A_{aleta}}{A_{sem aleta}} \quad (2.12)$$

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 uma resistência elétrica 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 (ÇENGEL; GHAJAR, 2009).

2.6.1 Resistência térmica para condução em uma chapa

Demonstrativamente, considera-se o caso de uma chapa com espessura l , com seção transversal uniforme A e condutividade térmica k , sujeita a uma diferença de temperatura entre suas faces ΔT . A equação da transferência de calor já foi apresentada para este caso (vide 2.5) 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 2.13 (ÇENGEL; GHAJAR, 2009)

$$R_{chapa} = \frac{l}{k A} \left[\frac{^{\circ}C}{W} \right] \quad (2.13)$$

Em seguida, reescrevendo 2.5, a transferência de calor na chapa pode ser calculada por 2.14

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{chapa}} \quad (2.14)$$

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 convecção h e temperatura T_{∞} , por meio da

equação 2.15 é possível determinar a resistência convectiva R_{conv} imposta à transferência de calor (ÇENGEL; GHAJAR, 2009)

$$R_{conv} = \frac{1}{h A} \left[\frac{^{\circ}C}{W} \right] \quad (2.15)$$

Rearranjando a equação 2.1 torna-se como apresentado em 2.16

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

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 l , térmicamente isolada em um dos lados e exposta na outra extremidade à um ambiente com coeficiente de convecção h e temperatura T_{∞} , as resistências térmicas de condução e convecção são exatamente como apresentado em 2.13 e 2.15. 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 2.17 (ÇENGEL; GHAJAR, 2009)

$$R_{total} = R_{chapa} + R_{conv} \left[\frac{^{\circ}C}{W} \right] \quad (2.17)$$

E a taxa de transferência de calor é calculada por 2.18

$$\dot{Q} = \frac{(T_b - T_{\infty})}{R_{total}} \quad (2.18)$$

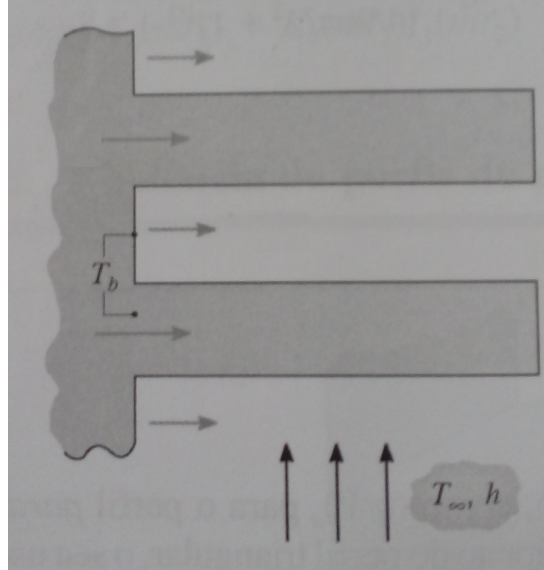
2.6.4 Resistência térmica para uma chapa aletada

Em uma análise mais avançada, tomando uma chapa com temperatura T_b , com seção transversal de área A , espessura l , térmicamente isolada em um dos lados e com um conjunto de aletas na outra extremidade, expostas à um ambiente com coeficiente de convecção h e temperatura T_{∞} , conforme se apresenta na figura 9, 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 (INCROPERA, 2008)

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

Onde A_t é a soma da área superficial das aletas à área da superfície não aletada da chapa (m^2).

Figura 9 – Representação visual de aletado exposto ao ambiente



Fonte: Adaptado de Incropera (2008)

2.6.5 Resistência térmica para uma chapa aletada com resistência térmica de contato na interface chapa-aleta

Geralmente, as aletas não são fabricadas junto com a chapa, mas fixadas à esta por meio de uma junta metalúrgica, adesiva ou ainda através de uma junta de pressão (INCROPERA, 2008). Em tais casos, deve ser considerada a resistência térmica de contato na interface chapa-aleta. Consequentemente, 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

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

Onde N é o número de aletas, assumindo que todas têm o mesmo formato, e $R_{t,c}$ é a resistência térmica de contato.

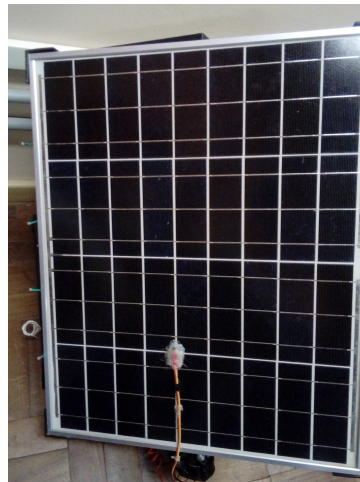
3 METODOLOGIA

A pesquisa usou dados coletados em campo pelo GP-EIRE (2018), com respeito a um painel fotovoltaico que, juntamente com a bibliografia consultada, permitem 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.

O trocador de calor foi dimensionado a fim de que a temperatura operacional reduza, enquanto que o fluido que cruza o trocador será destinado à secagem de grãos, em um silo. Por isso, foi usado o fluido ar, que permite ser insuflado ao sistema de secagem, além da grande disponibilidade no ambiente.

Para as condições iniciais de dimensionamento, foi considerada a geometria do painel fotovoltaico marca Kyocera, modelo KC40T (vide figura 10), potência nominal de 43W, temperatura ideal de operação do painel de 25°C, temperatura desejada do painel em campo não superior à 50°C e vazão de ar para arrefecimento sem limitação.

Figura 10 – Painel fotovoltaico Kyocera KC40T



Fonte: Autoria própria

3.1 Processo de inspeção das variáveis envolvidas

O interesse é em um trocador de calor com contato na base do painel fotovoltaico, enquanto o ar insuflado corre pelo aletado. É desejado que a massa do fluido aquecido não se perca para o ambiente, assim, deve haver uma canalização ao longo do aletado, preferencialmente de material isolante.

Apesar do porte dos dados do GP-EIRE (2018) quanto às temperaturas do ambiente na data das medições, como margem de segurança, foram utilizados dados da ASHRAE (2017) para o dia mais quente da cidade de Alegrete, aproximada por 35°C.

Tal temperatura foi considerada para o ar na entrada do trocador. No entanto, para as temperaturas obtidas para o painel solar foram utilizados os dados do GP-EIRE (2018), conforme planilhas apresentadas pelo co-orientador deste trabalho. É conveniente ressaltar que mesmo com as medições da temperatura do painel, os cálculos foram efetuados através da potência dissipada pelo mesmo.

A área coletora solar (figura 10) é a que recebe a radiação solar. Esta área foi medida com auxílio de uma trena e após estimar o número de horas de luz solar diárias para a região do Alegrete, foi possível determinar a potência dissipada pelo painel em análise.

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

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 planilha do software *Excel*, o conceito de resistência térmica foi usado como comparativo entre os casos de arrefecimento sem uso de trocador, arrefecimento com uso de uma chapa de aço galvanizado e arrefecimento com uso de aletado (também confeccionado em aço galvanizado), através da avaliação da temperatura do painel obtida em cada um dos casos, estabelecendo assim o relacionamento das variáveis, ao passo que demonstra a influência do aletado.

Considerando que o uso de ventiladores promove a transferência de calor ao custo da energia elétrica para seu funcionamento, é fundamental que a potência total consumida pelos ventiladores que insuflam ar no aletado não seja superior à 25% da energia elétrica produzida pelo painel do estudo, prezando pela sustentabilidade do conjunto. Além disso, é desejada uma geometria compacta ao trocador de calor e por isso, estimativas foram realizadas a partir de ventiladores do tipo *cooler*.

O padrão de *cooler* utilizado foi o K-Mex, modelo M802512BH (imagem 11), tensão de operação de 12V e corrente elétrica de 0.18A (2.2W de potência), com a vazão calculada através da equação 2.4, a partir da geometria medida com uma trena e da velocidade do ar medida com o anemômetro da marca Skill-Tec, modelo SKTAFQ-01, o qual se encontra no laboratório do GP-EIRE. Com isso, o coeficiente de convecção foi calculado por meio da equação 2.2.

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

Figura 11 – Cooler K-Mex



Fonte: Autoria própria

todas as junções mecânicas, usando valores conservadores.

Conforme geometrias observadas na literatura, o uso de superfícies aletadas maximiza a transferência de calor. No entanto, devido a existência de alguns equipamentos para controle angular do painel utilizado (vide figura 12), 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 pressuposta em aproximadamente 40mm, com margem para otimização em trabalhos futuros. Provisoriamente, o comprimento da aleta foi estipulado em 80 mm, principalmente porque os *coolers* usados como modelo têm um diâmetro nominal próximo deste valor.

Figura 12 – Vista posterior do painel fotovoltaico Kyocera KC40T



Fonte: Autoria própria

Unindo as informações da inspeção de variáveis às de dimensionamento da geome-

tria do trocador de calor, foi desenhado no software *SolidWorks* um esboço do trocador de calor, para melhor apreciação do conjunto.

3.3 Processo de otimização da geometria

Cogitando a construção de um protótipo para validação de resultados, 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 da convecção forçada proporcionada pelos ventiladores também foi investigada. Por isso, a partir do processo iterativo com as planilhas desenvolvidas no software *Excel*, gráficos foram construídos de forma à indicar os melhores e mais viáveis parâmetros construtivos.

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 21.
- ASHRAE. **Climatic Design Conditions**. 2017. Disponível em: <<http://ashrae-meteo.info/>>. Acesso em: maio de 2018. Citado na página 27.
- Canadian Solar. **Canadian Solar Panel Data Sheet**. 2018. Disponível em: <<https://goo.gl/KgyxSD>>. Acesso em: maio de 2018. Citado na página 14.
- Central Intelligence Agency. **The World Factbook: Brazil**. 2017. Disponível em: <<https://goo.gl/Xm1zDz>>. Acesso em: maio de 2018. Citado na página 13.
- 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 13.
- 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 13.
- 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 28.
- 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 14.
- EL-SEBAIL, 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 14.
- 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 13.
- GOMES, A. S.; MAGALHAES, A. M. **Arroz irrigado no sul do Brasil**. Brasília: Embrapa, 2004. Citado na página 14.
- Governo do Brasil. **Matriz energética**. 2017. Disponível em: <<https://goo.gl/ETcDkM>>. Acesso em: maio de 2018. Citado na página 13.
- GP-EIRE. **Exploração Integrada de Recursos Energéticos Solares. Sistemas Energéticos Renováveis**. 2018. Disponível em: <<https://goo.gl/mJki22>>. Acesso em: junho de 2018. Citado 3 vezes nas páginas 15, 27 e 28.
- GPJ Informática. 2018. Disponível em: <<https://goo.gl/d6JTYh>>. Acesso em: maio de 2018. Citado na página 19.
- 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 15.

- INCROPERA, F. P. . e. a. **Fundamentos de transferencia de calor e de massa**. Rio de Janeiro: LTC, 2008. Citado 5 vezes nas páginas 19, 20, 21, 25 e 26.
- KITTLER, R.; DARULA, S. Determination of time and sun position system. **Solar Energy**, v. 93, p. 72–79, 2013. Citado na página 14.
- Kyocera Solar. **Kyocera Solar Panel Data Sheet**. 2018. Disponível em: <<https://goo.gl/v2LZtk>>. Acesso em: maio de 2018. Citado na página 14.
- NeoSolar. 2018. Disponível em: <<https://goo.gl/1e3n54>>. Acesso em: maio de 2018. Citado na página 15.
- 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 15.
- PEREIRA, E. B. e. a. **Atlas brasileiro de energia solar**. São José dos Campos: INPE, 2006. Citado na página 13.
- 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 15.
- 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 13.
- PORTELLA, J. A.; MARTINS, R. R. Gás na secagem. **Cultivar**, p. 36–37, 2001. Citado na página 14.
- 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 13.
- 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 13.
- Sistema Ocepar. 2014. Disponível em: <<https://goo.gl/QRVbLB>>. Acesso em: maio de 2018. Citado na página 14.
- TARIGAN, E. Mathematical modeling and simulation of a solar agricultural dryer with back-up biomass burner and thermal storage. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 12, p. 149–165, 2018. Citado na página 18.
- WiseGEEK. 2018. Disponível em: <<https://goo.gl/D9DVfE>>. Acesso em: maio de 2018. Citado na página 17.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. Porto Alegre: AMGH Editora, 2009. Citado 9 vezes nas páginas 17, 18, 19, 21, 22, 23, 24, 25 e 28.