UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO

Departamento de Engenharia Mecânica

DEM/POLI/UFRJ

PROJETO E OTIMIZAÇÃO DE DISSIPADORES TÉRMICOS DE MICRO-CANAIS PARA CÉLULAS FOTOVOLTAICAS DE ALTA CONCENTRAÇÃO

Marco Alves Corrêa

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

_____

Prof. Carolina Palma Naveira Cotta, D.Sc.

_____

Prof. Renato Machado Cotta, Ph.D.

_____

Prof. Marcelo José Colaço, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

ABRIL DE 2013

Correa, Marco

Otimização de microdissipadores de calor para células fotovoltaicas com espelhos ou lentes concentradores/ Marco Alves Corrêa. – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013.

X, 63 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Carolina Palma Naveira Cotta

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/ Departamento de Engenharia Mecânica, 2013.

Referências Bibliográficas: p. 56-57.

1. Microdissipador. 2. Microcanais. 3. Otimização. 4. ANSYS I. Cotta, Carolina Palma Naveira. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Departamento de Engenharia Mecânica. III. Título

AGRADECIMENTOS

A Deus pela certeza de estar comigo em todos os momentos em que parecia estar sozinho. Por me dar força e tranquilidade para ter certeza que tudo daria certo no momento mais difícil da minha vida em que passei no início deste ano.

A minha família e, em especial, aos meus pais e avós pelo carinho e ajuda ao longo de minha vida, além de serem responsáveis pela minha formação.

A minha namorada que está sempre comigo me apoiando e por ter me socorrido no momento acima citado, além de ter cuidado de mim como se fosse seu filho.

A Professora Carolina Cotta e Renato Cotta pela paciência e disposição em sempre ajudar nos momentos de dúvidas.

Ao Professor Hélcio Rangel Orlande que me convidou para o laboratório e pelas excelentes aulas de Transcal.

A todos os meus colegas de turma 1060, em especial ao Rafael Bessa, Eduardo Rei, Rodrigo Schlichting e Diego Busson, pelos diversos momentos de alegria e boa conversa durante as aulas.

A todos os meus amigos de infância, em especial ao Felipe Yazeji, David Leite, Karina Comissanha e Heloísa Helena Santos por terem compartilhado momentos de tristeza e alegria por muitos anos.

A todos alunos e funcionários do LTTC, em especial ao Daduí Guerrieri, Ivana Cerqueira, José Martim Junior e Kelvin Chen por terem me recebido de braços abertos e ajudado sempre que possível.

E finalmente a todos aqueles que de alguma forma contribuíram para este trabalho.

Resumo do projeto de graduação apresentado ao DEM/ UFRJ como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

PROJETO E FABRICAÇÃO DE DISSIPADORES TÉRMICOS DE MICRO CANAIS PARA CÉLULAS FOTOVOLTAICAS DE ALTA CONCENTRAÇÃO

Marco Correa

Abril/2013

Orientador: Carolina Palma Naveira Cotta

Curso: Engenharia Mecânica

O presente trabalho apresenta a concepção e projeto otimizado de um dissipador térmico baseado em microcanais para o resfriamento eficiente de células fotovoltaicas de alta concentração (HCPV) comerciais. A concepção e projeto do microdissipador aqui apresentado foi baseada na célula comercial para alta concentrações da Spectrolab, subsidiária da Boeing. O cálculo da carta térmica a qual este trocador estará sujeito foi feita com base na análise de incidência solar sobre as células PV na região do Rio de Janeiro. Baseada em alguns requisitos e ou limitações de projeto, como temperatura média do substrato da célula, desvio padrão desta temperatura, temperatura média do fluido de saída do microdissipador e temperatura máxima do fluido, o presente trabalho realizou a otimização da geometria do dissipador de calor e da velocidade de escoamento do fluido na plataforma ANSYS Workbench 14.5 através dos programa CFX e da ferramenta de otimização de Response Surface Optimization.

Abstract of Undergraduate Project presented to DEM/UFRJ as a part of fulfillment of the requirements for the degree of Engineer.

DESIGN AND MANUFACTURE OF MICROCHANNEL HEAT SINKS FOR HIGH CONCENTRATION PHOTOVOLTAIC CELLS

Marco Correa

April/2013

Advisor: Carolina Palma Naveira Cotta

Course: Mechanical Engineering

This work presents the conception and optimization project of a microchannel heat sink, intended to efficiently cool down commercially available high concentration photovoltaics (HCPV). The conception and optimization project was based on a high concentration ready PV from Spectrolab – a Boeing company. The calculation of the incoming heat in which the micro heat sink is subject was made for Rio de Janeiro. Based on some requirements and constraints, such as mean temperature and standard deviation on interface, mean temperature of the outcoming fluid and maximum temperature of the fluid domain, this work conducted an optimization of the heat sink geometry and fluid velocity with the aid of the commercial software, CFX, and a goal driven optimization tool, available in ANSYS Workbench 14.5.

SUMÁRIO

Agradecimentos iii

Sumário vi

Lista de Tabelas viii

Lista de Figuras ix

Capítulo 1 1

1. Introdução 1

1.1. Motivação 1

1.2. Objetivos 2

1.3. Organização do trabalho 3

Capítulo 2 4

2. Revisão de literatura 4

2.1. Células fotovoltaicas 4

2.2. Dissipadores térmicos de microcanais 5

Capítulo 3 8

3. Projeto do Microdissipador de calor 8

3.1. Incidência Solar 8

3.1.1. Cálculo da irradiação através de modelos meteorológicos 10

3.2. Modelo térmico 12

3.2.1. Seleção da célula fotovoltaica 12

3.2.2. Modelo térmico unidimensional da célula 15

3.2.3. Influência da resistência térmica do microtrocador 21

3.2.4. Desenho do microdissipador 24

Capítulo 4 27

4. Simulação Computacional 27

4.1. Definição da geometria e geração de malha 30
4.2. Condições de Contorno 33
4.3. Solução numérica 36
4.4. Otimização 37
4.4.1. Superfície de Resposta 38
4.4.2. Otimização direta 40
4.4.3. Vantagens e desvantagens 40
4.4.4. Geometria otimizada 41
Capítulo 5 43
5. Resultados e discussões 43
Capítulo 6 55
6. Conclusões e sugestões para trabalhos futuros 55
Capítulo 7 56
7. Referências bibliográficas 56
Anexo A 58
Anexo B 59
Anexo C 61

LISTA DE TABELAS

tabela 1: Parâmetros e objetivos 38
tabela 2: Parâmetros e objetivos para o domínio 2 44
tabela 3: Candidatos a geometria ótima 50
tabela 4: Verificação do candidato 1 50
tabela 5: Características térmicas e hidrodinâmicas do canal otimizado 52
tabela 6: Parâmetros para cálculo do coeficiente de transferência de calor na convecção natural 60

LISTA DE FIGURAS

figura 1: Ângulo Zenital. Fonte: www.baixaki.com.br 9
figura 2: Irradiação normal direta em território nacional estimada através de imagem. Fonte: www.nrel.gov 11
figura 3: Irradiação normal direta no Rio de Janeiro estimada através de imagem. Fonte: www.nrel.gov 11
figura 4: Lente concentradora tipo Fresnel sobre célula PV. Fonte: www.greenrhinoenergy.com 12
figura 5: Detalhamento da célula. Fonte: Spectrolab 13
figura 6: Gráfico eficiência versus concentração para diferentes temperaturas. Fonte: Spectrolab 14
figura 7 : Gráfico de eficiência elétrica versus Temperatura 14
figura 8: Dissipador montado sob a célula 15
figura 9: Diagrama de resistências 16
figura 10:Temperatura da célula versus Irradiação para diferentes resistências do dissipador. Da esquerda para direita Rdis assume valores iguais a 10^{-1}, 10^{-2}, 10^{-3}, 10^{-4}, 10^{-5} K m^{-2} W^{-1}. 20
figura 11:Potência elétrica convertida versus Irradiação para diferentes resistências do dissipador. Da esquerda para direita Rdis assume valores iguais a 10^{-1}, 10^{-2}, 10^{-3}, 10^{-4}, 10^{-5} K m^{-2} W^{-1}. 21
figura 12: Perda de calor por radiação e convecção através da superfície superior da célula. 22
figura 13: Perda de calor através do microdissipador 22
figura 14: Temperatura da célula em função da resistência térmica do trocador 23
figura 15: Potência elétrica convertida em função da resistência térmica do dissipador 24
figura 16: Eficiência da célula em função da resistência térmica do dissipador 24
figura 17: Vista explodida do conjunto base aletada e tampa superior. Número de canais ilustrativo 26
figura 18: Detalhamento do dissipador. Unidades em mm. 26
figura 19: Vista frontal da célula do canal 28
figura 20: Vista isométrica parcial da célula do canal 29
figura 21: Parâmetros geométricos que serão otimizados 31
figura 22: Malha em um trecho do canal em vista isométrica 32
figura 23: Malha na região de entrada do canal. Vista frontal. 32
figura 24: Condições de contorno 33
figura 25: Perda de calor para Rdis = 10^{-6} K m^2 W^{-1} 35

figura 26: Gráfico de convergência para massa e momentos do fluido 36
figura 27: Gráfico de convergência para entalpia do fluido e temperatura 37
figura 28: Função do objetivo Y versus parâmetro X 39
figura 29: Sequência de trabalho necessária para otimização 41
figura 30: Temperatura máxima do fluido versus largura da aleta e altura do canal 44
figura 31: Temperatura máxima do fluido versus velocidade média do escoamento e altura do canal 45
figura 32: Temperatura máxima do fluido versus velocidade média do escoamento e largura da aleta 45
figura 33: Temperatura média do substrato versus largura da aleta e altura do canal..... 46
figura 34: Temperatura média do substrato versus velocidade média do escoamento e altura do canal 46
figura 35: Temperatura média do substrato versus velocidade média do escoamento e largura da aleta 46
figura 36: Desvio padrão da temperatura do substrato versus largura da aleta e altura do canal 47
figura 37: Desvio padrão da temperatura do substrato versus velocidade média do escoamento e a largura da aleta 47
figura 38: Desvio padrão da temperatura do substrato versus velocidade média do escoamento e a altura do canal 48
figura 39: Temperatura média do fluido na saída do dissipador versus largura da aleta e altura do canal 48
figura 40: Temperatura média do fluido na saída do dissipador versus velocidade média do escoamento e altura do canal..... 49
figura 41: Temperatura média do fluido na saída do dissipador versus velocidade média do escoamento e largura da aleta..... 49
figura 42: Geometria final. Unidades em mm. 51
figura 43: Geometria final em 3D. Vista isométrica. Unidades em mm. 51
figura 44: Perfil de temperatura na entrada e na saída do canal..... 53
figura 45: Perfil de temperatura no plano de simetria do canal..... 53
figura 46: Perfil de temperatura no substrato do canal..... 54
figura 47: Fluxo de calor por convecção natural em função da temperatura da célula 60
figura 48: Convergência de malha para temperatura média do substrato 61
figura 49: Convergência de malha para o desvio padrão da temperatura do substrato 62
figura 50: Convergência de malha para a temperatura de mistura nasída do dissipador..... 62
figura 51: Convergência de malha para temperatura máxima do fluido 63

CAPÍTULO 1

1. Introdução

1.1. Motivação

Após mais de cinco décadas de pesquisa e desenvolvimento, a produção de energia fotovoltaica tem crescido rapidamente. A sua principal vantagem é a abundância de energia solar, que provê oportunidades para o desenvolvimento de tecnologias sustentáveis de geração de eletricidade. O uso de células fotovoltaicas com concentração reduz a necessidade por células muito caras, diminuindo assim o capital necessário pelo uso de elementos óticos de baixo custo. Sistemas de alta concentração (HCPV) mais recentes tem permitido à energia solar competir com outras tecnologias.

Como resultado, células de junção múltipla com alta eficiência de conversão se tornam mais acessíveis. Sistemas de células fotovoltaicas com concentração empregam hoje fatores de concentração maiores que 300. Sistemas com altos fatores de concentração são chamados de CPV de alta concentração ou sistemas HCPV. Eles são responsáveis pela redução do custo de investimento de sistemas solares abaixo de 2 $\$/W_{peak}$ e fazem a energia solar competitiva com outras tecnologias.

O resfriamento dessas células é um dos principais temas de pesquisa tecnológica nessa área, visando aumento de sua eficiência e para prevenir a degradação das células pela temperatura excessiva. A uniformidade da temperatura na célula é outro importante parâmetro que afeta a sua eficiência. Esses aspectos exigem um controle cuidadoso e otimizado no sistema de dissipação térmica para células fotovoltaicas de alta concentração.

Todas essas considerações pedem um controle otimizado da temperatura das células. Se uma técnica de resfriamento apropriada for empregada, esses paneis solares se tornarão mais eficientes e viáveis comercialmente, o que poderia abrir caminho mais rápido para a transição da atual indústria de geração de energia para as fontes alternativas amigáveis com o meio ambiente, aumentando a exportação de recursos não-renováveis disponíveis e criando também uma base para no futuro exportar essa tecnologia.

Existe uma grande necessidade para concepção de métodos de resfriamento que levem ao controle ativo para manutenção de uma temperatura mais uniforme em células solares de alta concentração. O conceito de microtrocadores de calor com refrigerante liquido já

demonstrou ser muito adequado em diferentes aplicações eletrônicas. Desde a sua introdução por TUCKERMAN e PEASE [1], tem sido empregado em várias aplicações. Junto com diferentes mecanismos de resfriamento das células solares revisados por ROYNE *et al*. [2], os jatos impingentes parecem ser uma alternativa promissora. Os avanços recentes no resfriamento com líquidos na microescala diminui a resistência térmica em um fator maior que 5 quando comparado com soluções de resfriamento por ar. Essas resistências reduzidas permitem o aumento do desempenho da célula solar com seus altos fluxos de calor resultantes.

Devido à baixa eficiência das células fotovoltaicas HCPV atuais, a maior parte da energia incidente é desperdiçada em forma de calor. Isso não apenas desperdiça muita energia, mas também resulta no aumento da temperatura, o que provoca efeitos prejudiciais na eficiência da célula. Como mencionado acima, uma solução para superar esses desafios é usar o projeto otimizado de um dissipador de calor de microcanais com refrigerante líquido acoplado à célula HCPV. É neste contexto que o presente trabalho se insere.

1.2. Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo a concepção e projeto otimizado de um dissipador térmico baseado em microcanais, para o resfriamento eficiente de células fotovoltaicas de alta concentração (HCPV) comerciais.

A concepção e projeto do microdissipador foi baseada na utilização da célula comercial para alta concentrações da Spectrolab, subsidiária da Boeing. O cálculo da carga térmica a qual este trocador estará sujeito foi feita com base na análise da incidência solar sobre as células PV na região do Rio de Janeiro.

Baseada em alguns requisitos e ou limitações de projeto, como temperatura média do substrato da célula, desvio padrão desta temperatura, temperatura média do fluido de saída do microdissipador e temperatura máxima do fluido, o presente trabalho realizou a otimização da geometria do dissipador de calor e da velocidade de escoamento do fluido na plataforma ANSYS Workbench 14.5 através do programa CFX e da ferramenta de otimização Response Surface Optimization.

1.3. Organização do trabalho

No capítulo 2 é apresentada uma revisão da literatura referente aos assuntos abordados ao longo do trabalho, bem como definições essenciais ao desenvolvimento do microdissipador.

No capítulo 3 é abordado o desenho do microdissipador, o desenvolvimento de um modelo térmico unidimensional para caracterizar o sistema, bem como o cálculo da irradiação incidente sobre a célula fotovoltaica.

No capítulo 4 é desenvolvida a simulação computacional do problema e também a otimização das dimensões necessárias para respeitar as características de projeto.

No capítulo 5 são apresentados e discutidos os resultados obtidos no capítulo 4.

No capítulo 6 por fim será concluído e sugestionado tópicos a serem abordados e explorados em trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

2. Revisão de literatura

A seguir é apresentada a revisão de literatura no contexto do presente estudo, realizada até o presente momento, compreendendo os diferentes aspectos do problema aqui tratado: células fotovoltaicas e dissipadores térmicos de microcanais.

2.1. Células fotovoltaicas

De acordo com HO *et al.* [1] as células fotovoltaicas tonaram-se altamente populares por serem consideradas mais limpas em relação aos combustíveis fósseis. Entretanto, esse tipo de conversão em energia elétrica ainda é considerado caro em relação aos demais. Para reduzir os custos, HO *et al.*ainda afirmam que o uso de lentes ou espelhos concentradores diminuem o custo das células pois demandam menos células, portanto menor quantidade de silício. Segundo HO *et al* [1], a eficiência das células PV (Photovoltaics) está limitada superiormente em torno de 25%, onde alcança seu limite atual. A energia solar não convertida em energia elétrica é, em sua maioria, convertida em energia térmica que deve ser retirada da célula para evitar o aumento excessivo de temperatura causado pelo aumento do fluxo de energia solar devido ao concentrador. O artigo ainda afirma que no balanço energético de uma célula PV com concentração de 100 sóis e refrigerado apenas por convecção natural e radiação, a célula pode atingir temperaturas de até 1200 K.

Em [2] – outro artigo de HO *et al.* – estudou-se o impacto causado pela refrigeração das células no limite da concentração solar possível. Os autores afirmam que para um dissipador com coeficiente de transferência de calor da ordem de 10^6 W m^{-2} K^{-1}, a concentração máxima possível é da ordem de 10.000 sóis, ou seja, 10^7 W m^{-2}. Nesse limite foi determinado que a condutividade térmica da célula torna-se o fator dominante na eficiência da remoção do calor. HO *et al.* [2] afirmam ainda que na prática, a concentração solar varia entre 10 e 1000 sóis e acima de 4 sóis necessita-se de algum outro dispositivo para remoção de calor além da troca térmica por convecção natural e radiação através da superfície da célula. Neste artigo HO *et al.* comentam sobre alguns meios para remoção deste calor, dentre eles: *heat pipes*, termossifões, convecção natural em superfícies aletadas, convecção forçada de uma fase ou multifásico, jatos impingentes e microcanais. Para concentração

solar acima de 150 sóis necessita-se de dispositivos ativos para manter a célula a temperaturas recomendadas.

ROYNE *et al.*[3] estudaram a refrigeração de células fotovoltaicas sob concentração solar. Eles afirmam que normalmente uma única célula PV necessita apenas de um sistema de refrigeração passiva, porém para *arrays* de concentrações acima de 150 sóis torna-se necessário a utilização de um sistema de ativo com resistência térmica menor que 10^{-4} m^2 K W^{-1}. Apenas uma fração – em torno de 25% – da energia solar é convertida em energia elétrica e a energia remanescente é convertida em energia térmica.

SALA [4], MBEWE *et al.*[5] e DALAL & MOORE [6] mostraram que a eficiência da célula PV depende linearmente de sua temperatura. Em seus artigos os autores reportaram que a eficiência diminui com o aumento da temperatura. O fabricante SunPower aponta em [7] que temperaturas acima de determinado limite podem causar danos às células e estas podem perder eficiência e diminuir vida útil. SANDERSON *et al.*[8] afirma que a não-uniformidade de temperatura ao longo da célula também contribui para a diminuição de sua eficiência. Em seu artigo, KERMANI [9], afirmou que a não-uniformidade de iluminação também contribui ao decréscimo de eficiência da célula. E chama a atenção para o fato de que a não-uniformidade pode ser causada, entre outros motivos, pelo dispositivo concentrador: espelhos ou lentes, que não conseguem distribuir o fluxo de energia uniformemente sobre a célula, criando assim pontos quentes.

2.2. Dissipadores térmicos de microcanais

Pioneiramente TUCKERMAN e PEASE [10] estudaram em 1981 a intensificação da troca térmica em dissipadores de calor de microcanais para dispositivos eletrônicos de alta dissipação térmica. À época, os chamados circuitos VLSI (*Very-large-scale integrated*) podiam dissipar até 100 W em pequenas áreas. Até o momento acreditava-se que o limite físico para dissipadores era da ordem de 2 x 10^5 W m^{-2}. Através da utilização de microcanais, os autores mostraram que seria possível dissipar fluxos de calor de até 10^7W m^{-2}. Ainda demonstraram experimentalmente um dissipador com resistência térmica máxima de 9 x 10^{-6} m^2 K W^{-1}, e encontraram que para fluxos de calor de 7,9 x 10^6 W m^{-2}, a máxima diferença de temperatura entre o substrato e a temperatura de entrada do fluido é de 71 K.

EBADIAN e LIN [11] afirmam que atualmente alguns dispositivos eletrônicos alcançam um fluxo de calor de 1000 W cm^{-2} ou mais, e que em um futuro breve será possível que esse valor chegue a 2500 W cm^{-2}. Os autores mostram que não existe uma boa definição de tamanho para caracterizar um microcanal visto que alguns pesquisadores

arbitrariamente definiram como canais de diâmetros hidráulicos menores que 1 mm. Outros autores definiram como mini-canais aqueles de diâmetro hidráulico entre 10 μm e 200 μm e até 3 mm. Também existem outras definições para caracterização de microcanais, como o número de confinamento[1] maior ou igual a 0,5 ou número de Bond[2] menor que 0,05. Para escoamentos de uma única fase, o grande desafio é conciliar a queda de pressão com a eficiência térmica e deve ser tópico de mais estudos de otimização. Em gráfico comparativo de máxima capacidade de absorção de calor, EBADIAN e LIN [11] colocam os trocadores de microcanais em segundo lugar (1430 W cm^{-2}), sendo apenas menos eficientes aos de jato impingente (2000 W cm^{-2}). Entretanto, existem outras tecnologias promissoras ainda em desenvolvimento.

DANG e TENG [12] realizaram um estudo comparativo teórico-experimental para avaliar a relação entre a troca térmica e a queda de pressão em mini-canais e microcanais. Foram estudados 3 trocadores em alumínio variando largura, altura e número de canais de forma que a velocidade média em cada um e a vazão mássica total não variasse entre os trocadores. O trocador de 500 μm de largura por 2000 μm de altura foi entre 1,2 e 1,32 vezes mais efetivo que o trocador de 1000 μm x 250 μm e entre 1,5 e 1,53 vezes mais efetivo que o trocador de 2000 μm x 250 μm. Entretanto, a queda de pressão é sempre maior nos trocadores com diâmetro hidráulico menor, o que demanda uma potência de bombeamento maior. Antes de realizar os experimentos, os autores modelaram os trocadores computacionalmente utilizando o programa COMSOL Multiphysics e obtiveram resultados concordantes.

A partir dos estudos acima é possível perceber a necessidade de encontrar a geometria ótima que maximize a troca térmica e minimize os gastos energéticos de bombeio para determinado problema. Pensando nisso, HUSAIN e KIM [13] propuseram um estudo numérico de otimização com auxílio do programa de volumes finitos ANSYS CFX 11.0. Os autores construíram uma superfície de resposta polinomial correlacionando as variáveis de entrada com as funções-objetivo. Essas funções foram minimizadas utilizando um algoritmo evolucionário.

ESCHER *et al.*[14] afirmam que o modelo percursor proposto por TUCKERMAN e PEASE [10] apesar de simples, tem algumas desvantagens que devem ser corrigidas visando um trocador ótimo. A maior delas é o longo caminho percorrido pelo fluido, que resulta em não-uniformidade de temperatura no substrato e elevada queda de pressão. Eles propõem que estas desvantagens podem ser minimizadas se o caminho do fluido fosse

[1]Número adimensional que quantifica a transferência de calor em um fluido em mudança de fase.
[2]Número adimensional igual à razão entre o empuxo e a tensão superficial de bolhas escoando em um fluido.

dividido em inúmeros pedaços menores e alimentados a partir de um distribuidor situado em uma camada acima. Outra vantagem desse modelo é a possibilidade do canal distribuidor ter uma passagem de dimensão reduzida para os microcanais localizados na camada inferior, formando assim um jato impingente. Os autores propuseram um modelo 3D para estudar a influência dos parâmetros geométricos sobre a performance térmica e hidrodinâmica do dissipador. Em seguida, a partir do modelo 3D, foi proposto um modelo semi-empírico aproximado para conduzir estudos de otimização. O modelo otimizado foi capaz de dissipar 7,5 x 10^6 W m^{-2} mantendo uma diferença de temperatura de 65 K entre o substrato e o fluido na entrada. A vazão necessária foi de 1 litro por minuto resultando em uma queda de pressão de 0,1 bar.

CAPÍTULO 3

3. Projeto do Microdissipador de calor

Como foi apresentado no capítulo anterior de revisão de literatura, vários autores chamam a atenção para o fato de parte da energia solar incidente em uma célula PV ser convertida em energia elétrica e parte em energia térmica e que um aumento excessivo da temperatura do substrato leva a uma considerável redução da eficiência da célula fotovoltaica. É neste contexto que o presente trabalho se insere, propondo o projeto, a simulação e a fabricação de um microdissipador de calor para células fotovoltaicas de alta concentração.

A primeira etapa deste dimensionamento de um microtrocador de calor para resfriamento de uma célula PV, é o cálculo da carga térmica a qual este trocador estará sujeito. Neste sentido faz-se necessário iniciarmos pela análise da incidência solar sobre as células PV na região de nosso estudo. Em seguida passamos para o modelo térmico unidimensional e finalmente às análises de desempenho da célula com dissipadores de diferentes resistências térmicas.

3.1. Incidência Solar

Incidência solar ou irradiação solar são os termos usados para denominar o fluxo de energia solar que chega à superfície terrestre. E insolação[3] é o período em que uma localidade recebe energia solar acima de um determinado nível que varia de acordo com o equipamento de medição. Essas duas medidas variam espacialmente e temporalmente, ainda sofrendo influências atmosféricas. Portanto são funções periódicas, como será explicado mais detalhadamente pelo presente documento.

A energia solar proveniente do espaço, ao atravessar a atmosfera, divide-se em duas componentes: normal direta e difusa. A soma dessas duas componentes é chamada de radiação global.

A componente normal direta é aquela que vem diretamente do sol. Essa componente é considerada a mais importante para a geração de energia em painéis fotovoltaicos com lentes concentradoras, por isso para maximizar a geração de energia deve-se utilizar um

[3] Também conhecido como número efetivo de horas de brilho solar.

sistema de rastreamento solar para que os painéis fotovoltaicos estejam sempre ortogonais aos raios solares.

Já a componente da radiação difusa é aquela que é dispersada pelas moléculas em suspensão na atmosfera. A radiação difusa passa por refração e sucessivas reflexões até chegar a superfície terrestre. A concentração de nuvens aumenta a difusão da luz, portanto lugares com céu limpo são mais propícios a células fotovoltaicas com lentes ou espelhos concentradores.

Finalmente, denomina-se zenite o eixo normal à superfície terrestre. O ângulo zenital, portanto é aquele formado entre o zenite e o eixo normal ao sol, conforme figura 1. O ângulo zenital é utilizado para cálculo de irradiação ao longo do dia e baseia-se na longitude e no dia do ano

figura 1: Ângulo Zenital. Fonte: www.baixaki.com.br

A literatura afirma que a eficiência da célula fotovoltaica é inversamente proporcional à temperatura do substrato, portanto também inversamente proporcional à energia incidente na célula. Em suma: quanto mais energia solar aporta à célula, maior é sua temperatura e menor sua eficiência. Assim, com o objetivo de maximizar a eficiência da célula, devemos buscar o maior valor que o fluxo de energia solar normal direta pode alcançar em um ano.

Para obter o fluxo de energia solar normal direta, a maneira mais confiável é através da média de medidas históricas obtidas em sensores piroheliômetros. No entanto, a única fonte encontrada para o Rio de Janeiro, o SunData[4], somente disponibiliza valores experimentais para irradiação solar global diária média mensal. Por isso, obteve-se o valor teórico-

[4] Programa vinculado ao Centro de Referência para Energia Solar e Eólica Sérgio de Salvo Brito destinado ao cálculo de radiação solar diária média mensal em qualquer ponto do território nacional.

experimental da irradiação normal através do programa SWERA[5] do órgão americano NREL[6], que estima a radiação normal direta através de modelos meteorológicos baseado em imagens de satélites e medições em solo. O programa SWERA é um sistema de informação geográfica *online* que visa prover dados climáticos globais para desenvolvimento de estudos em energia renovável, tais como: energia solar e eólica.

3.1.1. Cálculo da irradiação através de modelos meteorológicos

O projeto SWERA utiliza dois tipos de fontes para estimar a irradiação local: estações meteorológicas e imagens de satélites de alta resolução. Essas informações são comparadas e distribuídas gratuitamente. Para o Brasil, o estudo é feito em duas fases descritas a seguir.

Primeiramente, o programa SWERA utiliza imagens do satélite HELIOSAT para estimar a irradiação através de diferentes modelos próprios e em seguida esses modelos são comparados entre si.

Na segunda fase, dados providos de modelos do INPE[7] são comparados com dados obtidos em estações meteorológicas espalhadas em território nacional. Os dados do INPE são obtidos também através de modelos baseados em imagem de satélite de alta-resolução.

A figura 2 mostra o mapeamento da média diária de energia solar normal direta para o Brasil em kWh m^{-2} dia^{-1} e a figura 3 mostra detalhadamente para o Rio de Janeiro. A média diária de energia é a média da soma de energia incidente ao longo do dia, portanto não fornece informações de pico de irradiação.

Especificamente para o Rio de Janeiro, o programa SWERA fornece uma tabela de dados meteorológicos medidos no aeroporto Santos Dumont que pode ser vista no anexo A.

Baseado nessa tabela tem-se que a máxima energia solar normal direta no Rio de Janeiro ocorre entre 11 e 12 horas do mês de Janeiro e é igual a 600 Wh m^{-2}. Como o período é de 1 hora, a irradiação normal direta é 600 W m^{-2}.

[5] Solar and Wind Energy Resource Assessment
[6] National Renewable Energy Laboratory – U.S. Department of Energy
[7] Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais

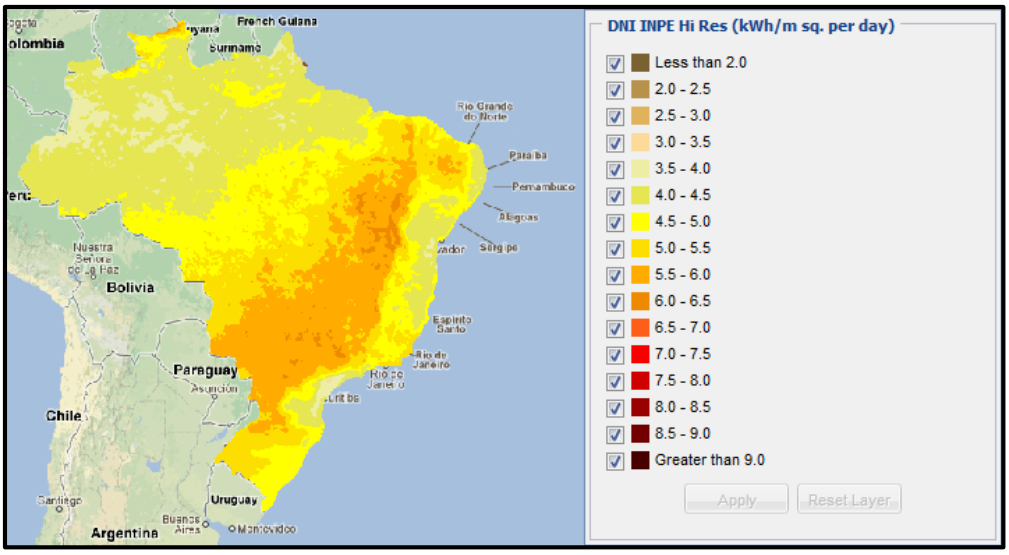

figura 2: Irradiação normal direta em território nacional estimada através de imagem. Fonte: www.nrel.gov

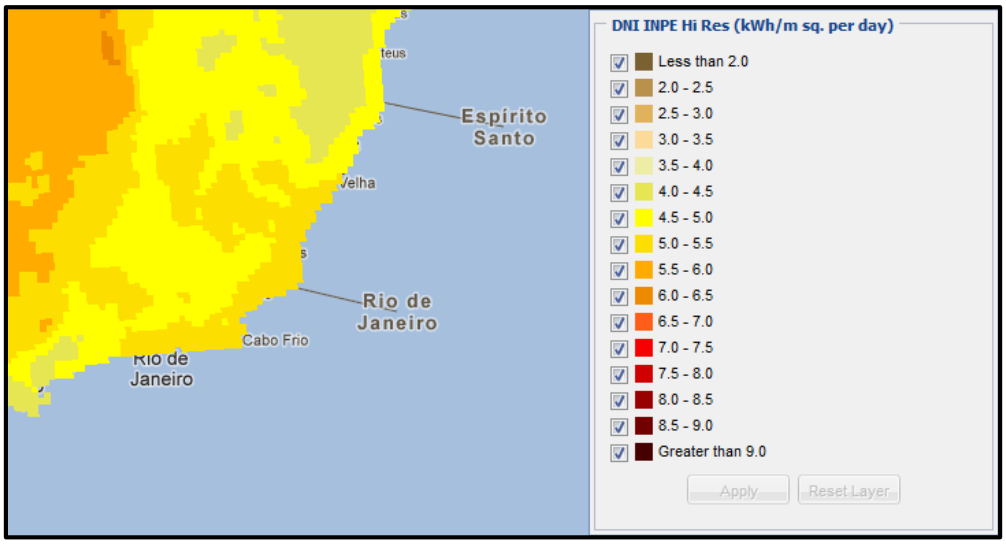

figura 3: Irradiação normal direta no Rio de Janeiro estimada através de imagem. Fonte: www.nrel.gov

O programa SWERA também disponibiliza valores para a média máxima da componente difusa que é igual a 298 W m^{-2} no mês de Janeiro entre 11 e 12 horas. Portanto, a irradiação normal global (soma das duas componentes) é 898 W m^{-2}.

3.2. Modelo térmico

3.2.1. Seleção da célula fotovoltaica

Para o presente estudo de caso, escolheu-se uma célula específica para uso de concentradores. A Spectrolab, subsidiária da Boeing, fornece esse tipo de célula e já são eletronicamente prontas para uso, pois suas células já vêm montadas em substrato e com diodos de proteção. Além de líder de mercado, as células Spectrolab atingem as maiores eficiências do mercado, e por isso será utilizada nesse estudo de caso.

O modelo escolhido foi o CCA 100 C3MJ 1 Concentrator Cell Assembly [15] que possui uma célula de silício de junção tripla montada sobre um substrato de cerâmica e possui eficiência típica de 38,5%. Sobre a célula fotovoltaica será colocado um conjunto de lentes espelhos para amplificar e concentrar a irradiação solar, conforme ilustrado na figura 4. Para esse projeto supôs-se arbitrariamente uma lente com capacidade de concentração de 1000 vezes. Portanto, a irradiação incidente na célula será da ordem de 6×10^5 W m^{-2}.

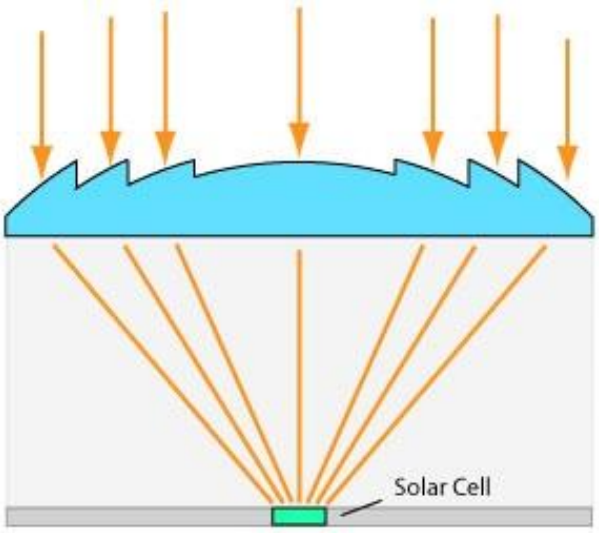

figura 4: Lente concentradora tipo Fresnel sobre célula PV. Fonte: www.greenrhinoenergy.com

O modelo escolhido pode ser visto na figura 5 que mostra o detalhamento dimensional da célula. A célula de silício (em preto no centro) é colocada por cima de um substrato de cerâmica metalizado (em amarelo) que é utilizado para conectar os cabos de energia. A célula tem dimensões de 9,85 x 9,89 mm e o substrato 21 x 25,5 mm.

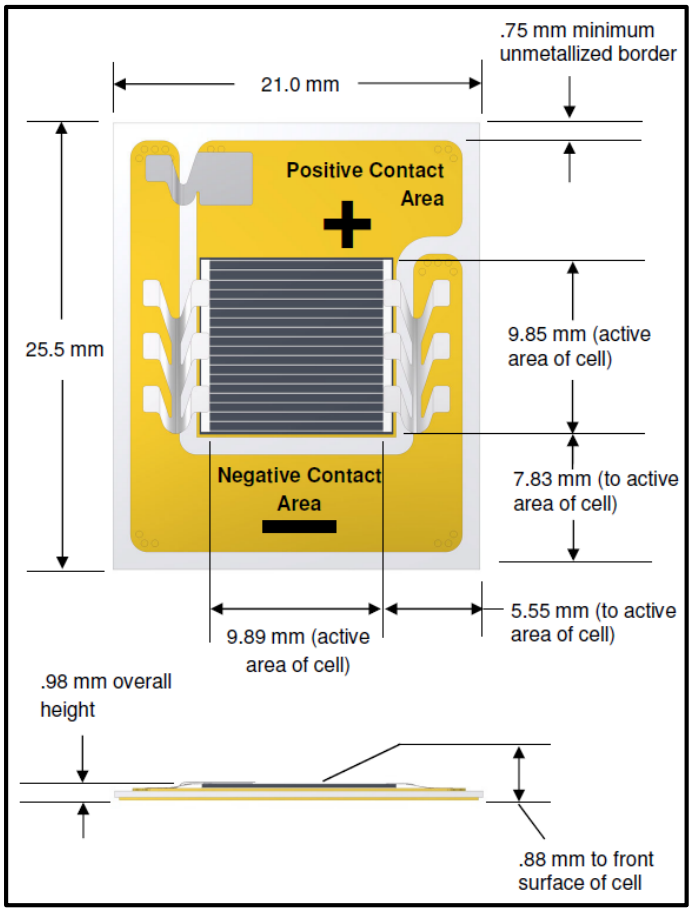

figura 5: Detalhamento da célula. Fonte: Spectrolab

Na figura 6 tem-se o gráfico de máxima eficiência versus concentração em sóis[8] para diferentes temperaturas. Para temperaturas mais baixas, o gráfico mostra leve tendência de diminuição da eficiência com o aumento de número de sóis e em seguida estabilização. Para temperaturas mais altas, ocorre pequeno aumento eficiência com o aumento da concentração solar.

Ainda na figura 6, apesar das pequenas variações de eficiência da célula com relação à concentração, percebe-se que a temperatura exerce maior influência sobre a eficiência da célula. Entre 350 e 900 sóis a máxima variação de eficiência ocorre para 80 °C 95 °C e tem valor aproximado de 0,4%. Para aproximadamente 350 sóis ocorre uma variação de 4% entre 10 °C e 95 °C.

No entanto, a concentração é economicamente interessante, pois é possível utilizar uma quantidade de silício consideravelmente menor, conforme HO *et al* [1] afirmam em seus trabalhos.

[8] 1 sol = 1000 W m^{-2}

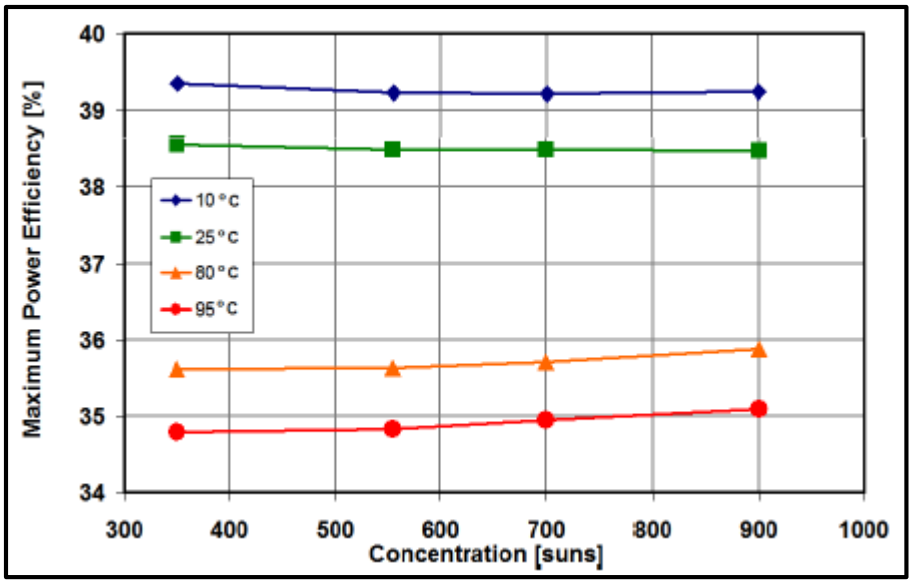

figura 6: Gráfico eficiência versus concentração para diferentes temperaturas. Fonte: Spectrolab

Visto que a eficiência da célula é pouco sensível ao aumento da concentração solar, a figura 6 pode ser também representada como o comportamento da eficiência elétrica da célula em função da temperatura para diferentes concentrações, como apresentado na figura 7. Pode-se observar um comportamento linear da eficiência com o aumento da temperatura e através do método dos mínimos quadrados pode-se fazer uma estimativa deste comportamento dado pela equação *(1)*.

$$\eta[T_{cel}] = 0{,}54 - 5{,}12 \times 10^{-4} T_{cel} \tag{1}$$

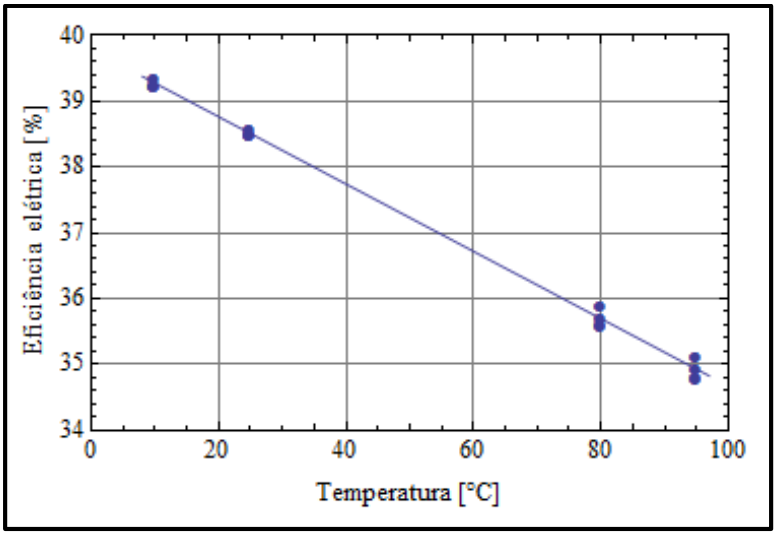

figura 7 : Gráfico de eficiência elétrica versus Temperatura

3.2.2. Modelo térmico unidimensional da célula

Para o dimensionamento do microdissipador de calor desenvolveu-se um modelo térmico que foi capaz de prever a temperatura da célula para uma determinada condição de contorno. Sendo desta forma possível de se calcular a eficiência e a potência elétrica de saída da célula a partir da sua temperatura.

O modelo unidimensional mostra-se apropriado para estudos preliminares visto que as dimensões da célula são reduzidas, como pode ser visto na figura 5. Adotou-se então neste modelo, as perdas de calor por convecção natural, radiação e através do dissipador como sendo modeladas como resistências térmicas.

Nesse modelo será desconsiderado a perda de calor por radiação e convecção nas faces laterais da célula e dissipador. A superfície inferior do dissipador será isolada e, portanto também pode-se desconsiderar a perda de calor através dela. Por fim, ainda será considerado que as resistências de contato são nulas. O esquema pode ser visto na figura 8.

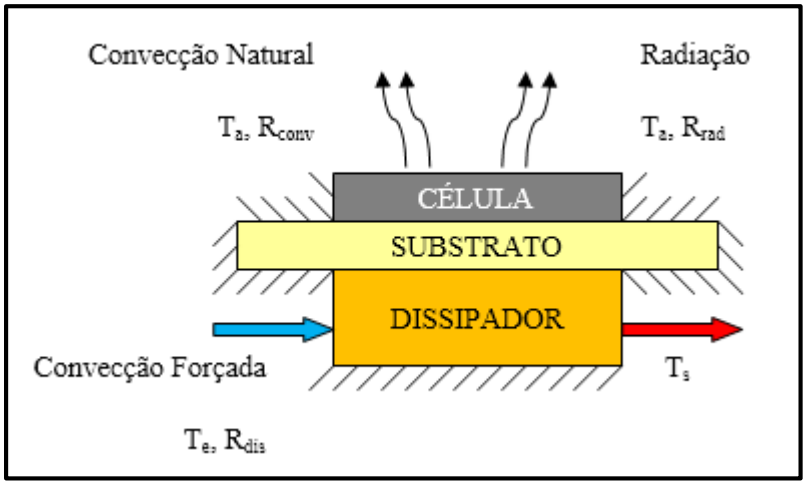

figura 8: Dissipador montado sob a célula

A abordagem do problema em termos de resistências térmicas pode ser ilustrada através do diagrama de resistências apresentado na figura 9, onde T_e é a temperatura do fluido na entrada do dissipador, T_s é temperatura média do fluido na saída do dissipador, T_{cel} é a temperatura da face superior da célula, T_a é a temperatura ambiente e $T_{substrato}$ é a temperatura de contato entre o dissipador e o substrato. A resistência térmica do dissipador, da célula, da convecção natural e da radiação são representadas por R_{dis}, R_{cel}, R_{rad} e R_{conv}, respectivamente. I é a irradiação solar incidente e P_{el} é a potência elétrica convertida.

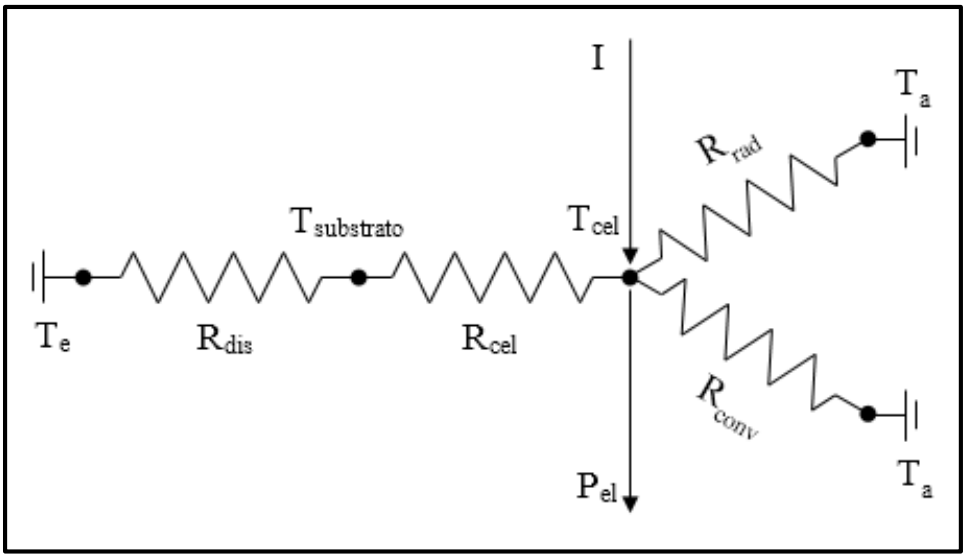

figura 9: Diagrama de resistências

O balanço de energia baseando nesta abordagem de resistência térmica para a célula e dissipador pode ser expresso como apresentado na equação *(2)* abaixo. Nesta abordagem os fluxos de calor são tratados como resistências térmicas.

$$I - P_{el} - \dot{q}_{dis} - \dot{q}_{conv} - \dot{q}_{rad} = 0 \tag{2}$$

A potência elétrica convertida pode ser escrita em função da eficiência da célula e irradiação solar incidente conforme a equação *(3)*.

$$Pel[T_{cel}, I] = \eta[T_{cel}] \times I \tag{3}$$

Substituindo na expressão acima, a correlação linear apresentada pela equação *(1)* encontrada a partir dos dados apresentados na figura 7, obtém-se a equação *(4)*.

$$Pel[T_{cel}, I] = (0{,}54 - 5{,}12 \times 10^{-4} T_{cel}) \times I \tag{4}$$

A perda de calor por radiação é dada pela lei de Stefan-Boltzmann, apresentada na equação *(5)*, e relaciona a temperatura da superfície do corpo, T_{cel}, ao fluxo de calor perdido por radiação $\dot{q}_{rad}$, onde ϵ é a emissividade da superfície da célula e σ é a constante de Stefan-Boltzmann. A lei de Stefan-Boltzmann pode ser abordada de forma simplificada através da sua versão linearizada apresentada na equação *(6)*. Essa simplificação pode ser feita quando o modulo da diferença de temperatura, em Kelvin, $T_{cel} - T_a$, é muito menor do que a temperatura da superfície do corpo T_{cel}, como é o caso no presente estudo.

$$\dot{q}_{rad}[T_{cel}] = \sigma\epsilon\left(T_{cel}^4 - T_a^4\right) \tag{5}$$

$$\dot{q}_{rad}[T_{cel}] = 4\sigma\epsilon T_a^4 (T_{cel} - T_a) \tag{6}$$

Observando a equação *(6)* podemos representar o termo $4\sigma\epsilon T_a^4$ como sendo o inverso da resistência térmica associada à radiação, ou seja, podemos reescrever a equação *(6)* na forma abaixo.

$$\dot{q}_{rad}[T_{cel}] = \frac{(T_{cel} - T_a)}{R_{rad}} \tag{7}$$

O fabricante da célula estudada, Spectrolab, não fornece valores para emissividade da célula, portanto é necessário buscar valores na literatura. De acordo com ZHANG *et al.* [16], a emissividade de uma célula fotovoltaica pode ser estimada igual a 0,855. Em [17], OZISIK utiliza o valor de 5,67 x 10^{-8} W m^{-2} K^{-4} para a constante de Stefan-Boltzmann. Assim, R_{rad} assume o valor de 0,20 m^{-2} K W^{-1} considerando a temperatura ambiente, T_a, igual a 298,15 K.

O fluxo de calor convectivo natural perdido pela célula é dado pela lei de resfriamento de Newton na forma apresentada pela equação *(8)*, onde h_{conv} representa o coeficiente de transferência de calor.

$$\dot{q}_{conv}[T_{cel}] = h_{conv}(T_{cel} - T_a) \tag{8}$$

Analogamente podemos escrever a equação *(6)* na forma de uma resistência térmica do fluxo convectivo, expressada pelo inverso do coeficiente de transferência de calor. Então, a equação *(8)* reduz-se à equação *(9)* abaixo.

$$\dot{q}_{conv}[T_{cel}] = \frac{(T_{cel} - T_a)}{R_{conv}} \tag{9}$$

Para este caso o coeficiente de transferência de calor, h_{conv} será calculado a partir do número de Nusselt médio para o caso de temperatura uniforme na parede horizontal voltada para cima e escoamento laminar. O coeficiente de transferência de calor neste caso foi considerado igual a 10,33 W m^{-2} K^{-1} de modo que a resistência térmica de convecção foi de 9,68 x 10^{-2} m^{-2} K W^{-1}. O detalhamento deste cálculo pode ser encontrado no anexo B.

Os fluxos de energia que passam pelo dissipador e pelo substrato da célula são iguais, pois suas resistências estão em série. Analogamente aos casos anteriores, podemos também representar o fluxo referente ao dissipador de microcanais em termos da lei de resfriamento de Newton, conforme apresentado na equação *(10)*, onde T_s é a temperatura de contato entre o dissipador e o substrato da célula e T_e é a temperatura de entrada do fluido no dissipador.

O fluxo referente ao substrato da célula está representado pela equação *(11)*.

A resistência térmica da célula, R_{cel}, é fornecida pelo fabricante Spectrolab e tem valor igual a 0,22 K W^{-1} ou 0,22*A* K m^{-2} W^{-1}, sendo *A* a área ativa da célula, que para o nosso estudo de caso tem valor igual a 97,42 mm^{-2}, conforme a figura 5. Assim, R_{cel} tem valor igual a 2,14 x 10^{-5} K m^{-2} W^{-1}.

$$\dot{q}_{dis}[T_{substrato}] = \frac{(T_{substrato} - T_e)}{R_{dis}} \tag{10}$$

$$\dot{q}_{substrato}[T_{cel}] = \frac{(T_{cel} - T_{substrato})}{R_{cel}} \tag{11}$$

Conforme discutido acima, o fluxo através do dissipador, $\dot{q}_{dis}$, é igual ao fluxo $\dot{q}_{substrato}$ através do substrato. Assim, igualando as equações *(10)* e *(11)* e eliminando $T_{substrato}$, temos a solução para o fluxo de calor extraído da célula pelo dissipador. Esse resultado é expresso pela equação *(12)*.

$$\dot{q}_{dis}[T_{cel}] = \frac{(T_{cel} - T_e)}{R_{cel} + R_{dis}} \tag{12}$$

Substituindo as equações *(4)*, *(7)*, *(9)* e *(12)* na equação *(2)* e resolvendo-a para T_{cel}, podemos avaliar a temperatura na célula em função da resistência térmica do microdissipador e da irradiação solar através da equação *(13)*

$$T_{cel}[I] = -\frac{0{,}46I + \frac{T_a}{R_{conv}} + \frac{T_a}{R_{rad}} + \frac{T_e}{R_{cel}+R_{dis}}}{5{,}12 \times 10^{-4}I - \frac{1}{R_{conv}} - \frac{1}{R_{rad}} - \frac{1}{R_{cel}+R_{dis}}} \tag{13}$$

Na equação acima, o único parâmetro ainda não definido é a temperatura de entrada no dissipador, T_e, que é uma variável de entrada neste projeto. O fluido que alimenta o dissipador de calor é proveniente de outro ciclo que descarta água a 60 °C.

Além disso, cabe lembrar que a temperatura ambiente T_a é igual a 298,15 K. Assim, substituindo todas as constantes na equação *(13)*, obtém-se a equação *(14)* que determina a temperatura – em Kelvin – da célula em função da incidência solar e da resistência térmica do dissipador

$$T_{cel}[I] = -\frac{333{,}25 + 9{,}91 \times 10^{-6} I + 4611{,}79 R_{dis} + 0{,}46 I R_{dis}}{1 - 1{,}10 \times 10^{-8} I + 15{,}47 R_{dis} - 5{,}12 \times 10^{-4} I R_{dis}} \tag{14}$$

A partir da equação *(14)* obtém-se a figura 10 onde é apresentado uma análise paramétrica da temperatura na célula em função da irradiação para diferentes valores de resistência térmica do microdissipador entre 10^{-1} e 10^{-5} K m^{-2} W^{-1} conforme a legenda da figura.

Anteriormente foi dito que é desejável ter altos valores de irradiação incidente sobre a célula e para isso utiliza-se concentradores solares, como lentes e espelhos. Isso é justificado pois quanto maior a concentração solar, ou irradiação, menos silício é necessário. O silício é um dos materiais mais abundantes na terra, porém é impuro e tem elevado custo de purificação e preparação para utilização na indústria eletrônica.

No entanto, vê-se na figura 10 que para um determinado valor de R_{dis} a curva de eficiência torna-se assintótica a partir de um valor para irradiação solar, isto é, todo dissipador tem uma capacidade máxima de remoção de calor sem deixar a célula aumentar de temperatura demasiadamente.

Além disso, percebe-se que para concentrações pequenas não é viável utilizar dissipadores com grande capacidade de resfriamento, uma vez que nessa faixa de irradiação a temperatura da célula não é sensível à resistência térmica do microdissipador. Isso pode ser observado na figura 10 onde vê-se que conforme a irradiação diminui, todos as curvas tendem ao mesmo valor de temperatura, não importando o quão pequena é a resistência térmica do dissipador.

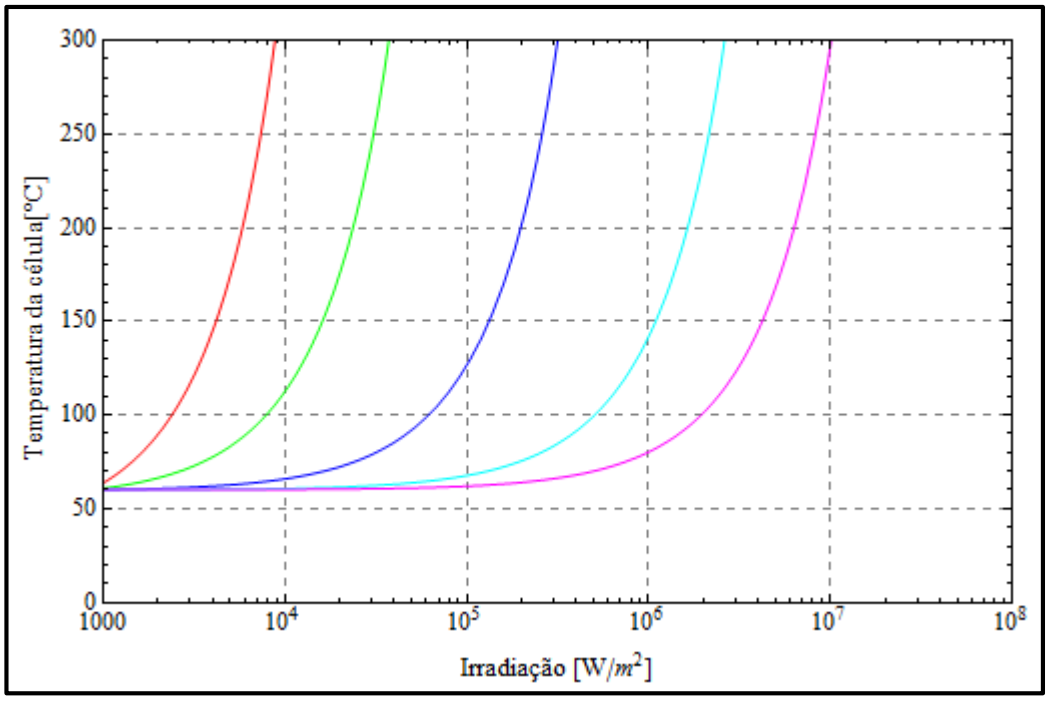

figura 10:Temperatura da célula versus Irradiação para diferentes resistências do dissipador. Da esquerda para direita Rdis assume valores iguais a 10^{-1}, 10^{-2}, 10^{-3}, 10^{-4}, 10^{-5} K m^{-2} W^{-1}.

Substituindo a equação *(14)* na equação *(4)*, como apresentada na equação *(15)*, temos a potência elétrica convertida em função das resistências térmicas, das temperaturas de entrada T_e, da temperatura ambiente T_a e da irradiação solar I. Substituindo na equação *(15)* os valores de temperatura e resistência térmica apresentados anteriormente, temos a equação *(16)* de modo a permitir uma análise da potência elétrica gerada pela célula em função apenas da irradiação solar para diferentes resistências térmicas do dissipador, como pode ser visto na figura 11.

$$P_{el}[I] = I\left[0{,}54 - 5{,}12\times10^{-4}\left(-\frac{0{,}46I + \frac{T_a}{R_{conv}} + \frac{T_a}{R_{rad}} + \frac{T_e}{R_{cel}+R_{dis}}}{5{,}12\times10^{-4}I - \frac{1}{R_{conv}} - \frac{1}{R_{rad}} - \frac{1}{R_{cel}+R_{dis}}}\right)\right] \quad (15)$$

$$P_{el}[I] = I\left[0{,}54 - 5{,}12\times10^{-4}\left(-\frac{0{,}46I + 4570\frac{333{,}15}{2{,}14\times10^{-5}+R_{dis}}}{5{,}12\times10^{-4}I - 15{,}33 - \frac{1}{2{,}14\times10^{-5}+R_{dis}}}\right)\right] \quad (16)$$

Observando a figura 11 tem-se que para uma resistência térmica do dissipador qualquer temos sempre um máximo de energia elétrica convertida para então ocorrer uma queda abrupta de conversão de energia. Esse máximo ocorre sempre quando a

temperatura da célula atinge valores muito altos. Por exemplo, para R_{dis} igual a 0,1 vemos na figura 11 que o pico de potência elétrica convertida ocorre aproximadamente para irradiação igual a 10^4. Na figura 10 vê-se que para essa irradiação a temperatura da célula fica em torno de 300 °C e, para a célula Spectrolab, tal temperatura é inviável visto que essa célula suporta no máximo 180 °C.

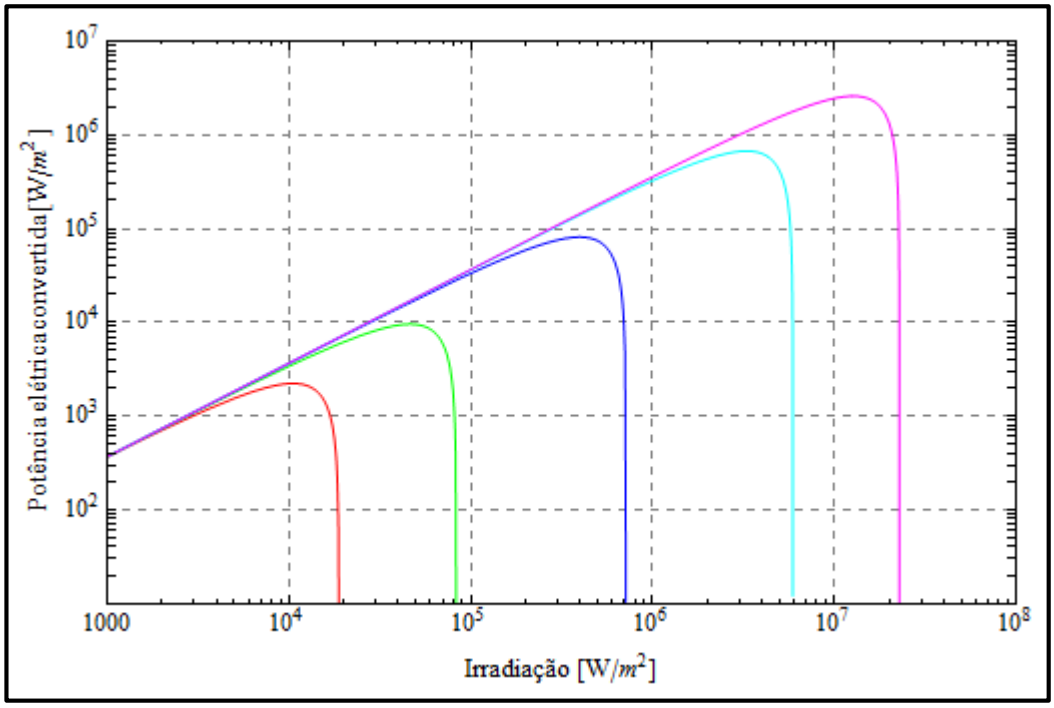

figura 11:Potência elétrica convertida versus Irradiação para diferentes resistências do dissipador. Da esquerda para direita Rdis assume valores iguais a 10^{-1}, 10^{-2}, 10^{-3}, 10^{-4}, 10^{-5} K m^{-2} W^{-1}.

3.2.3. Influência da resistência térmica do microtrocador

Neste contexto então, faz-se necessário estudar a influência da resistência térmica do microtrocador na performance da célula fotovoltaica para as condições de incidência solar no Rio de Janeiro calculada previamente e igual a 6 x 10^5 W m^{-2}.

O gráfico da figura 12, traçado a partir das equações *(7)* e *(9)*, mostra que a troca de calor por radiação e convecção natural para o ambiente é baixa comparada à perda através do dissipador visto no gráfico da figura 13 plotado a partir da equação *(12)*. Isto pode ser justificado pelo pequeno tamanho e baixa temperatura da célula.

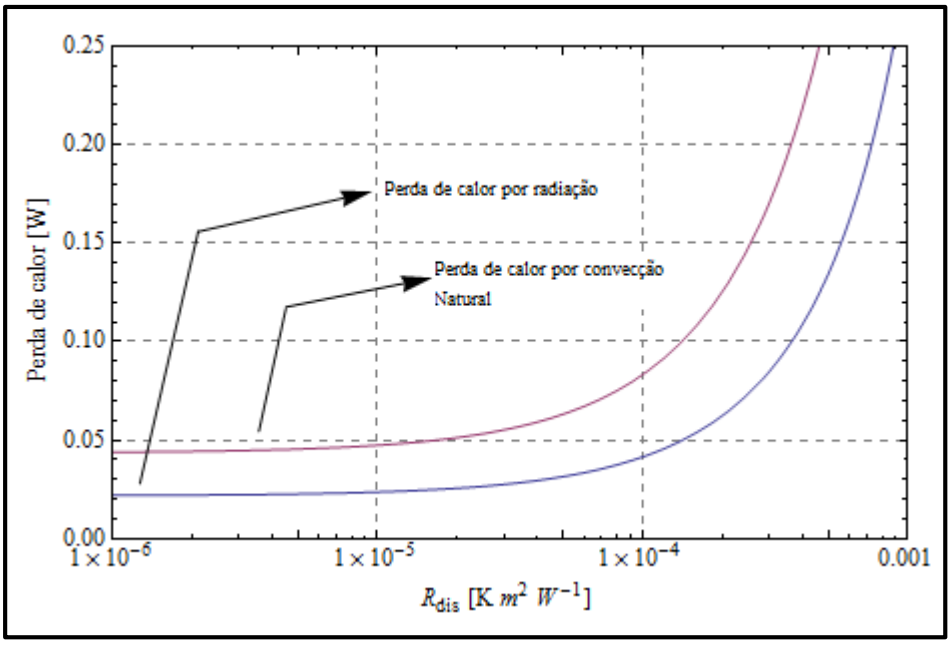

figura 12: Perda de calor por radiação e convecção através da superfície superior da célula.

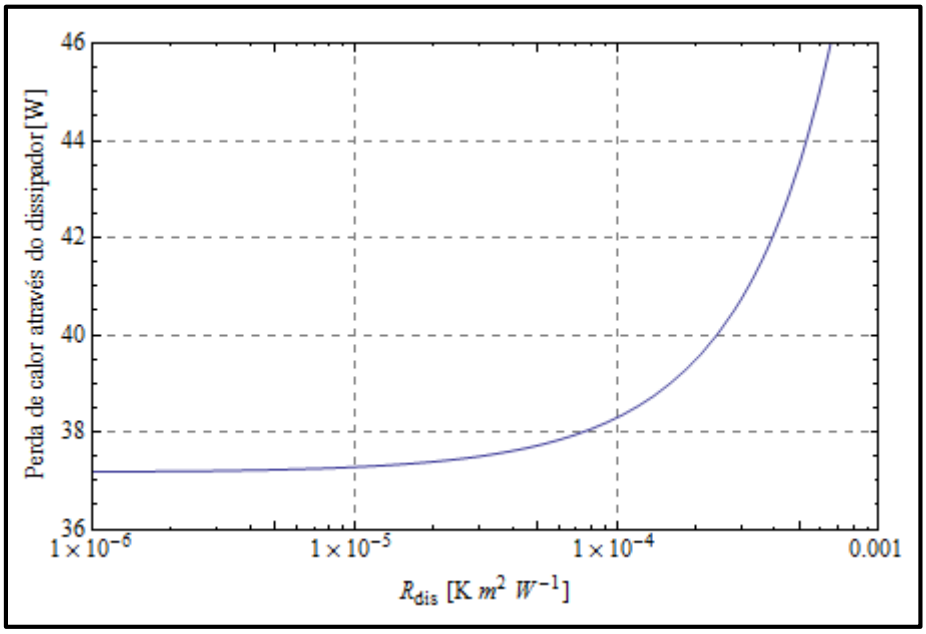

figura 13: Perda de calor através do microdissipador

Lembrando que a célula deve ser mantida a temperaturas menores que 180 °C ou 453,15 K, a figura 14 mostra, a partir da equação *(14)*, que para satisfazer essa condição é necessário que o dissipador tenha uma resistência térmica inferior a aproximadamente 2,6 x 10^{-4} K m^2 W^{-1}.

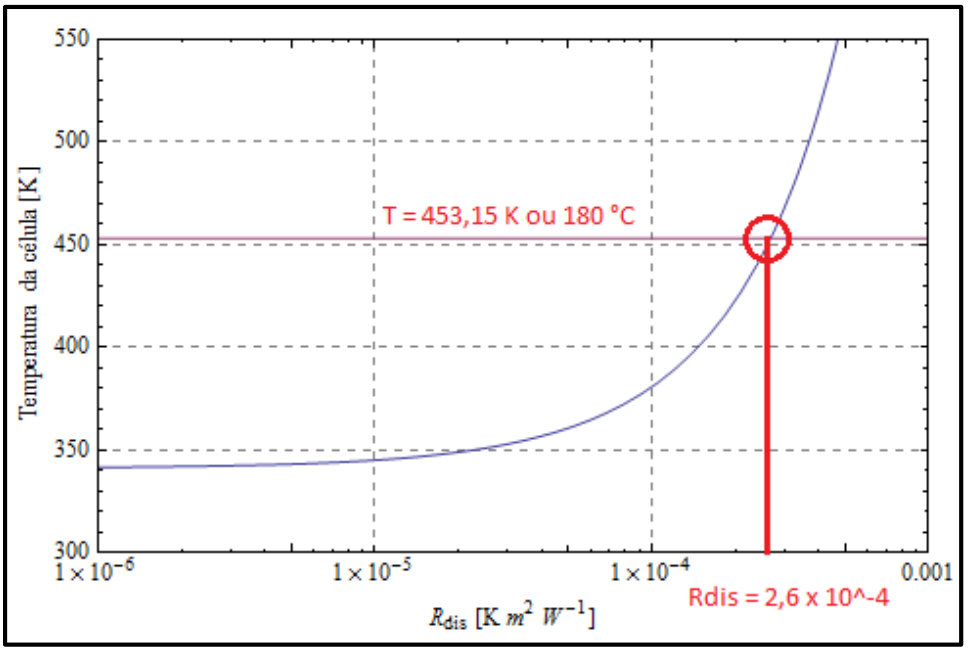

figura 14: Temperatura da célula em função da resistência térmica do trocador

Como foi visto no parágrafo anterior, caso desejássemos manter a temperatura da célula no limite estabelecido pelo fabricante, a resistência térmica do dissipador deveria ser em torno de 2,6 x 10^{-4} K m^2 W^{-1}. No entanto, temperaturas elevadas não são convenientes, conforme foi informado ao longo de toda revisão de literatura.

No outro extremo da resistência do dissipador, através das equações *(1)* e *(16)*, as figura 15 e figura 16 mostram o comportamento assintótico para a potência elétrica convertida e eficiência da célula. Os dois gráficos mostram quem não existem ganhos para a potência elétrica e eficiência considerando a irradiação solar normal direta no Rio de Janeiro com concentração de 1000 vezes quando a resistência térmica do dissipador cai a valores menores que 10^{-5} K m^2 W^{-1}. Portanto, não há necessidade – do ponto de vista de eficiência e potência elétrica gerada – de um dissipador com menor resistência e um projeto de dissipador para as condições no Rio de Janeiro deverá estar limitado entre 10^{-5} e 2,6 x 10^{-4} K m^2 W^{-1}.

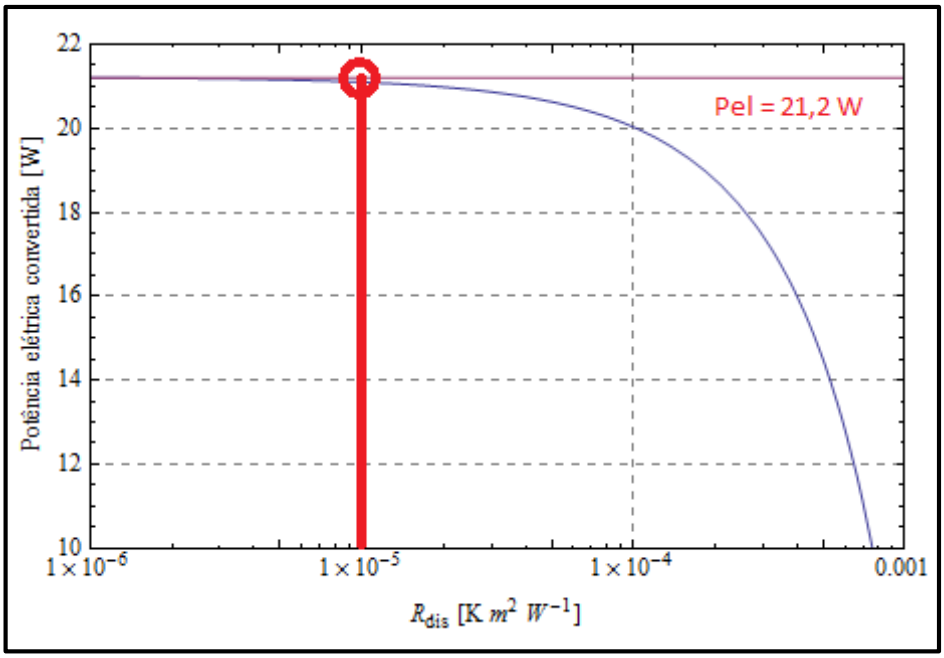

figura 15: Potência elétrica convertida em função da resistência térmica do dissipador

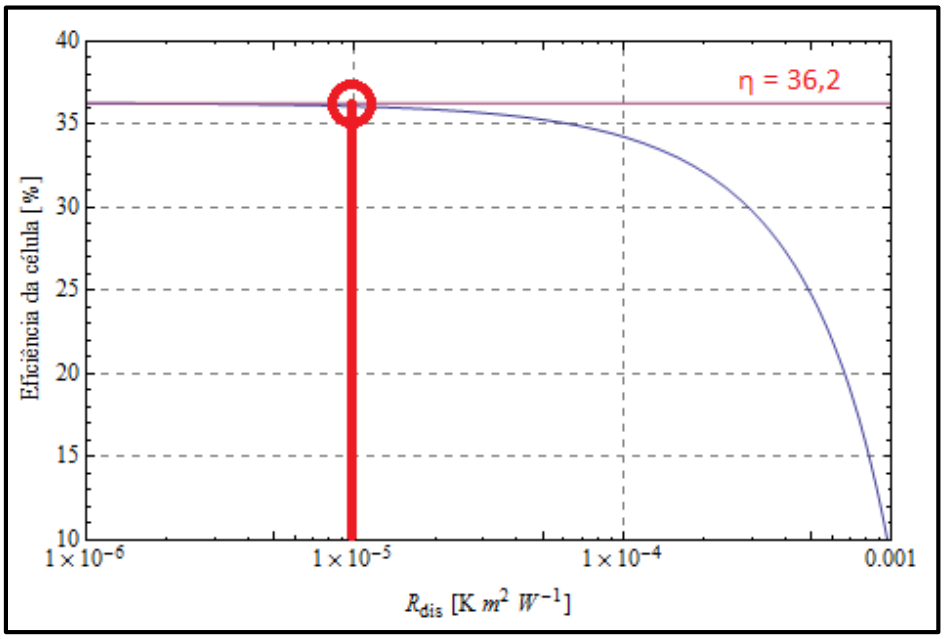

figura 16: Eficiência da célula em função da resistência térmica do dissipador

3.2.4. Desenho do microdissipador

Para uma primeira análise, propõe-se um microdissipador composto por uma base aletada em metal e uma tampa superior. O dissipador será em cobre por ser um dos materiais disponíveis com maior condutividade térmica, portanto diminui a resistência térmica do dissipador. Para alimentar os microcanais propõe-se um distribuidor retangular situado à jusante e montante dos microcanais conforme ilustrado na imagem vista explodida apresentada na figura 17. Os dois cilindros vazados na superfície

superior da tampa tem a função de acesso aos distribuidores para entrada e saída do fluido.

A figura 18 apresenta o detalhamento dimensional do microdissipador proposto que tem dimensões totais de 20 mm x 20 mm. Pode-se observar, também desta figura, que o dissipador proposto tem a região aletada com dimensões de 10 mm x 10 mm, portanto aproximadamente iguais às dimensões da célula fotovoltaica apresentada na figura 5. A região aletada do dissipador tem o mesmo tamanho da célula PV pois é dela que vem a maior quantidade de calor. É importante salientar que nas figura 17 e figura 18 o número de microcanais representados não condiz com o número de canais que será proposto para o microdissipador otimizado, portanto o número de canais aqui ilustrado é apenas ilustrativo. O número de canais do microdissipador será igual à largura da célula fotovoltaica (10 mm) dividido pela largura do microcanal ótimo.

Outro detalhe importante é que na figura 18 as dimensões de largura e profundidade das aletas e dos canais não estão dimensionadas, bem como o número de canais. O presente projeto irá determinar e otimizar essas dimensões, bem como a velocidade de escoamento do fluido no canal, para manter a temperatura média da superfície em contato com a célula uniforme e abaixo de 180 °C. Vale lembrar que essa temperatura limite de 180 °C é uma imposição do fabricante Spectrolab.

Além disso, por questões de projeto, deseja-se manter a temperatura média do fluido na saída do dissipador entre 80 °C e 90 °C. Essa imposição não foi estabelecida pelo presente trabalho; mas imposta por outro trabalho desenvolvido em nosso laboratório - LTTC[9].

Esse projeto de otimização será conduzido através de simulações computacionais, conforme apresentado e discutido no capítulo 4.

[9] Laboratório de Transmissão e Tecnologia do Calor

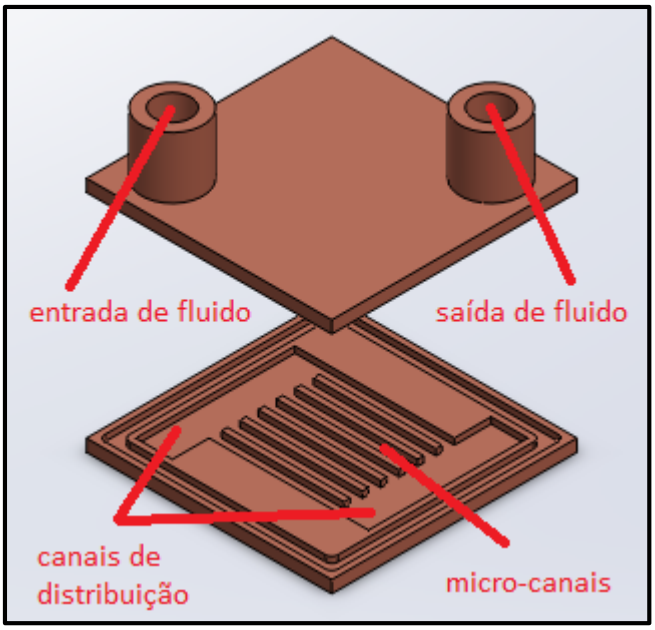

figura 17: Vista explodida do conjunto base aletada e tampa superior. Número de canais ilustrativo

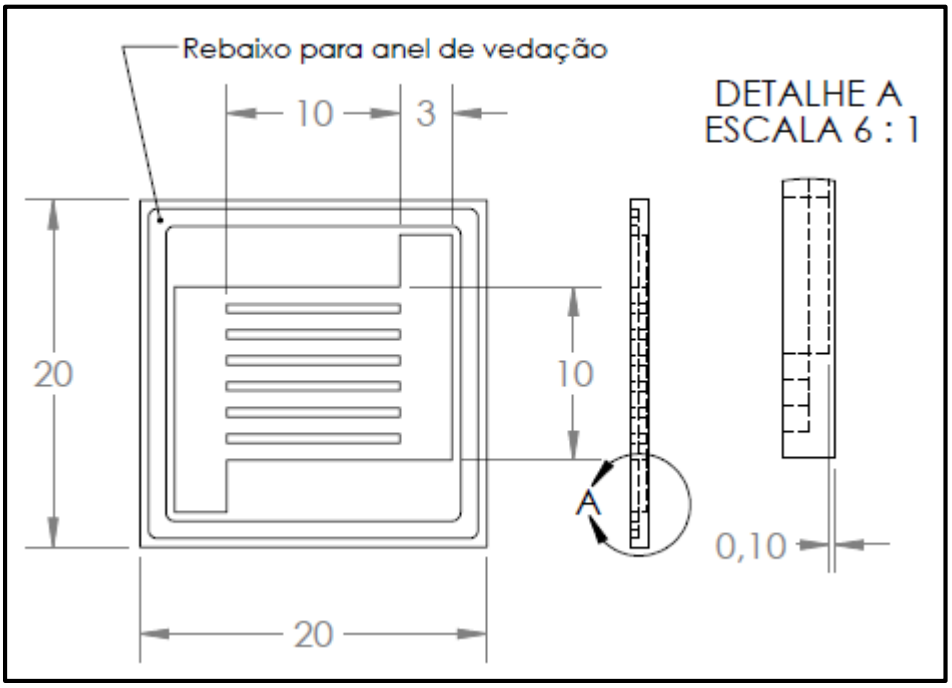

figura 18: Detalhamento do dissipador. Unidades em mm.

CAPÍTULO 4

4. Simulação Computacional

O objetivo desse capítulo é otimizar a geometria do trocador de calor e a velocidade de escoamento do fluido para que satisfaça os requisitos de projeto, que são:

- Temperatura média do substrato da célula deve ser sempre menor do que 180ºC, por limitação do fabricante da célula, Spectrolab, considerada no presente estudo.
- A uniformidade de temperatura do substrato da célula deverá ser maximizada para maximizar a eficiência e conversão de energia da célula, conforme tratado nas referências bibliográficas [8] e [9]. A minimização da não-uniformidade da temperatura da célula será abordada através da minimização do desvio padrão da temperatura superficial em relação à sua temperatura média.
- Temperatura de mistura do fluido na entrada no dissipador foi considerada 60 ºC e a geometria recomendada por esse trabalho deve forçar que a temperatura na saída do microdissipador esteja entre 80 ºC e 90 ºC. A máxima temperatura alcançada pela água ao longo dos microcanais deve ser menor que 368,15 K ou 95 °C para que a água não entre em ebulição e não haja mudança de fase dentro do canal. Teoricamente a temperatura de ebulição da água pura é 100 ºC porém, por uma questão de segurança, decidiu-se por limitar a 95 °C.

O *software* utilizado na solução numérica do presente estudo foi a plataforma multifísica ANSYS Workbench 14.5. Para solução de problemas de mecânica dos fluidos e transferência de calor, o Workbench disponibiliza diversos pacotes, entre eles o CFX. A resolução numérica aqui apresentada será dividida em 4 etapas que serão detalhadamente descritas nas próximas seções, sendo elas: definição da geometria e geração de malha, condições de contorno, solução numérica e otimização. No processo de otimização das dimensões dos canais e da velocidade do escoamento foi usado o método MOGA[10] através da ferramenta de otimização Response Surface Optimization disponível no ANSYS Workbench. Essa otimização é feita através da minimização e maximização (ocorre as duas situações e serão explicadas mais a frente) de uma superfície de resposta construída a partir da variação dos parâmetros geométricos do canal e da velocidade de escoamento do fluido no canal.

[10] Multi-Objective Genetic Algorithm

O *hardware* utilizado foi um computador de mesa com dois processadores Intel E5-2620 2.0 GHz com 6 núcleos físicos cada e providos de 32 GB de memória RAM registrada.

Para simplificação do problema, o dissipador de calor não será estudado por completo para não gerar excessivo custo computacional. Assumindo simetria entre os canais, será estudado apenas uma célula composta por duas metades de um canal e uma aleta inteira no meio, conforme ilustrado na figura 20 e figura 20. Adicionalmente, será considerado que o fluido entra à mesma velocidade em todo os canais. Esse tipo de aproximação é interessante para estudar inicialmente o comportamento do canal isolado. Porém, no caso real, a variação de velocidade causada pela geometria do distribuidor é de suma importância para a correta caracterização térmica e hidrodinâmica do microdissipador.

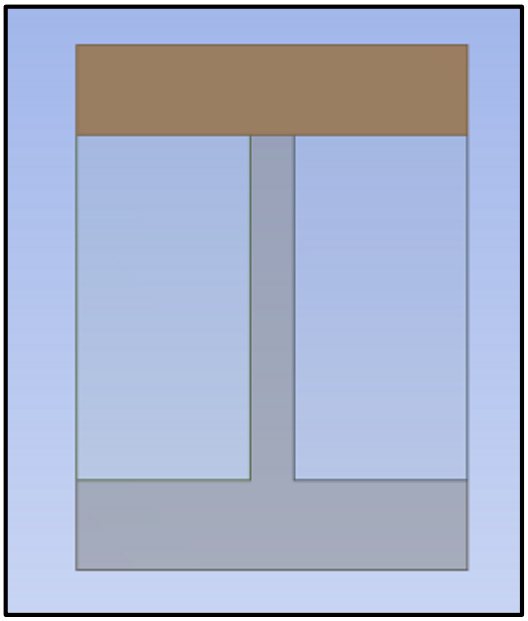

figura 19: Vista frontal da célula do canal

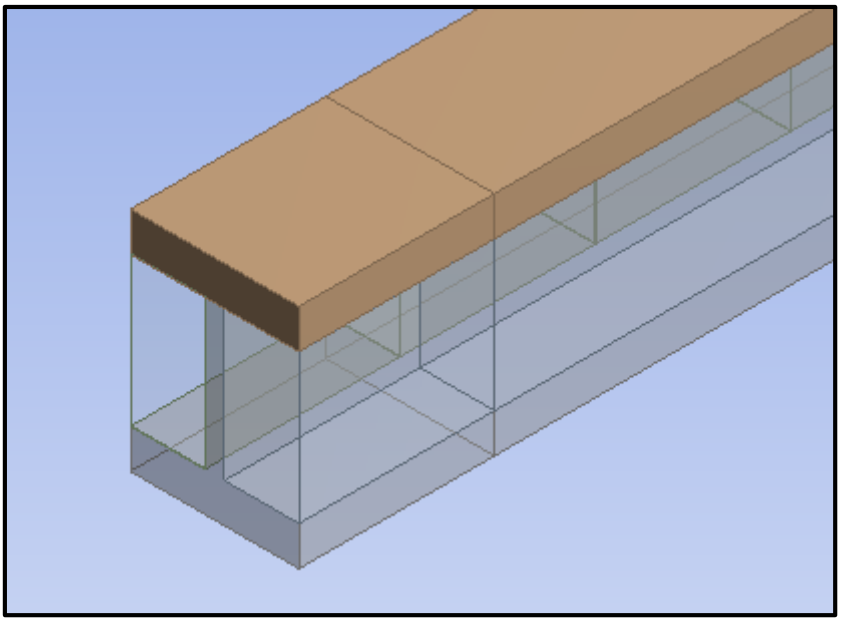

figura 20: Vista isométrica parcial da célula do canal

Para o presente estudo, o *solver* utilizado é uma ferramenta CFD[11], o CFX, que utiliza o método de volumes finitos. O Workbench possui uma ferramenta de discretização de domínio própria para gerar a malha e o CFX resolve numericamente o problema 3D conjugado de convecção interna e condução de calor, resolvendo as equações de continuidade *(17)*, momento *(18)* e energia térmica *(19)* para o domínio fluido e a equação de condução de calor *(20)* para o domínio sólido. Para a água considerou-se fluido newtoniano, escoamento laminar e incompressível, e dissipação viscosa nula.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\, U) = 0 \tag{17}$$

$$\frac{\partial (\rho\, U)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\, U \otimes U) = -\nabla \mathrm{p} + \nabla \cdot \tau \tag{18}$$

$$\frac{\partial (\rho\, h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\, U\, h) = \nabla \cdot (\lambda\, \nabla \mathrm{T}) \tag{19}$$

$$\frac{\partial (\rho\, h)}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda\, \nabla \mathrm{T}) \tag{20}$$

[11]Computational Fluid Dynamics

4.1. Definição da geometria e geração de malha

O primeiro passo é a definição da geometria feita através do módulo Design Modeler do Workbench. Como parte do objetivo do presente estudo é a otimização desta geometria, a mesma é gerada em função dos parâmetros que serão otimizados. Na figura 21 vemos a geometria parametrizada em função dos parâmetros que serão otimizados:

- Largura do canal W_c: De acordo com as referências bibliográficas citadas em [10], [11], [12] e [14], ocorre intensificação térmica com a diminuição da largura de do canal, todavia, no momento, a menor dimensão para a largura do canal em que é possível fabricar no laboratório onde ocorre o presente estudo é 381 μm.
- Altura do canal H_c: a altura do canal será restringida entre 0,5 e 2,5 vezes a largura do canal. Assim, para W_{aleta} igual a 381 μm, temos H_c variando entre 190,5 e 952,5 μm. Essa restrição inferior de 0,5 vezes a largura do canal foi necessária pois encontrou-se dificuldades na geração automatizada de malha para valores menores que 0,5. A restrição superior ocorre devido ao método de fabricação por fresamento disponível hoje no laboratório, onde está sendo realizado o presente estudo para trabalhar com metais, visto que as fresas utilizadas possuem profundidade de corte máxima igual a 2,5 vezes o seu diâmetro.

- Largura da aleta W_{aleta}: A pesar de termicamente serem desejadas aletas mais finas, por limitações de resistência estrutural e/ou de fabricação nem sempre isso é possível. Desta forma, a largura da aleta é variada neste projeto entre 50 e 381 μm. O limite inferior é devido à restrição do método de fabricação uma vez que hoje ainda não conseguimos fazer, em cobre, paredes mais finas que 50 μm, e a restrição superior é de 381 μm, ou seja, 1 vez a largura do canal e, assim, a aleta nunca será mais larga que o próprio canal.

- Espessura da base inferior e superior do canal: essa dimensão está fixada em 100 μm pois estudos em nosso laboratório mostraram que essa é a menor dimensão para que haja estabilidade e integridade estrutural das paredes externas do dissipador. Do ponto de vista térmico, o menor valor dessa dimensão traria benefícios pois diminui a resistência térmica do trocador.

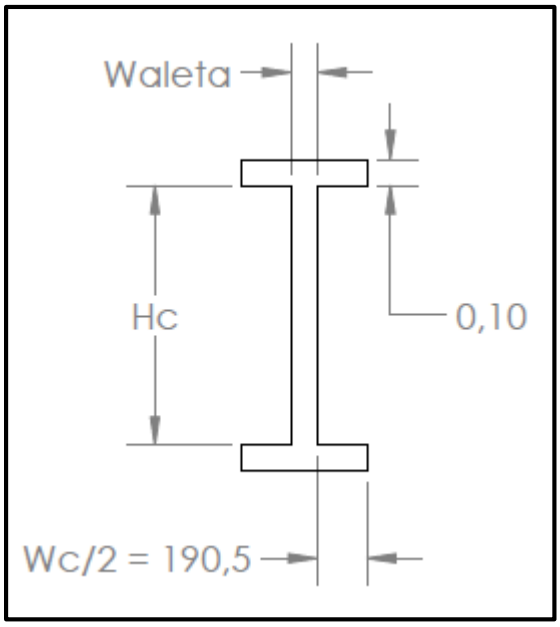

figura 21: Parâmetros geométricos que serão otimizados

Em seguida, ocorre a geração de malha através de outro módulo do Workbench chamado de Mesh.

A discretização de domínios é uma das etapas mais importantes na resolução de problemas por volumes finitos pois a qualidade da malha desempenha papel fundamental na convergência numérica e na caracterização do problema físico real. Entretanto, o excesso de elementos em uma malha gera um elevado custo computacional e pode até mesmo gerar imprecisão. A malha ótima é aquela com o menor número de elementos e ainda com elementos suficientemente refinados onde existem grandes gradientes.

Na figura 22 vemos a malha em um trecho do canal gerada por elementos hexaédricos. Os elementos hexaédricos são recomendados para geometrias sem curvas pois conseguem se ajustar bem a forma do domínio sem necessidade de gerar muitos elementos. Caso a geometria fosse curva, provavelmente seria necessário utilizar elementos tetraédricos, uma vez que esse tipo de elemento se ajusta melhor a curvas, porém geraria elevado custo computacional devido ao significativo aumento do número de elementos.

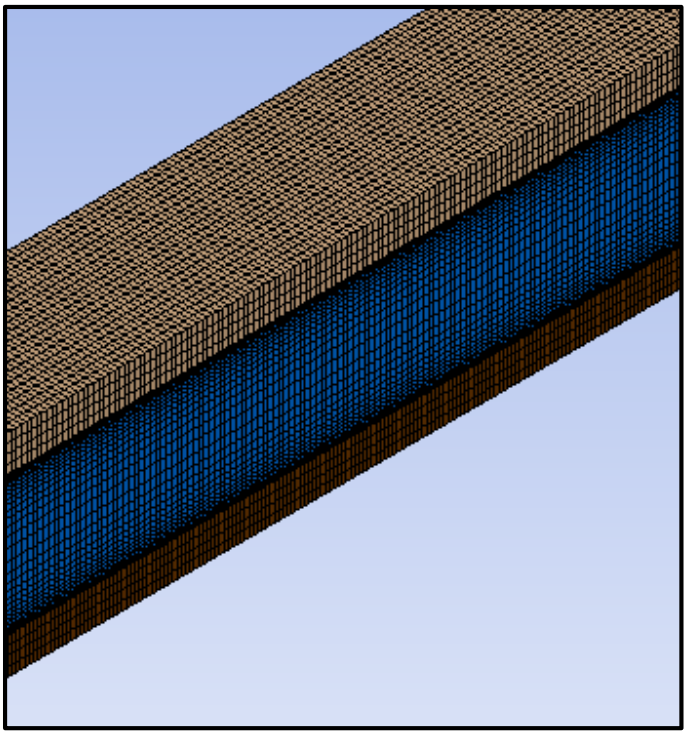

figura 22: Malha em um trecho do canal em vista isométrica

Sabe-se que no escoamento laminar o local onde se encontra os maiores gradientes de velocidade é próximo à parede. Com isso em mente, foi necessário refinar a malha nessa região, conforme ilustrado na figura 23. A malha final foi escolhida seguindo o critério de convergência de malha descrito no anexo C.

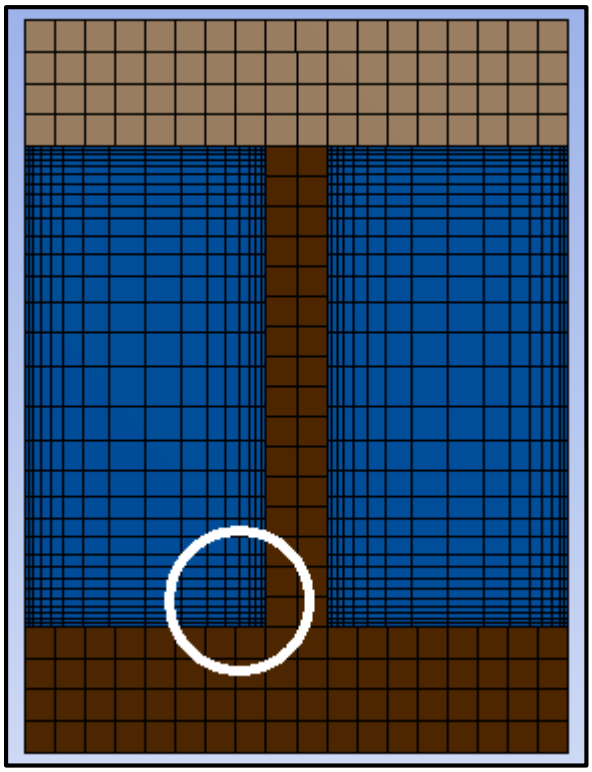

figura 23: Malha na região de entrada do canal. Vista frontal.

4.2. Condições de Contorno

Para completar a modelagem matemática vista nas equações *(17)*, faz-se necessário definir as condições de contorno associadas ao presente problema. As condições de contorno adotadas podem ser esquematicamente ilustradas pela figura 24.

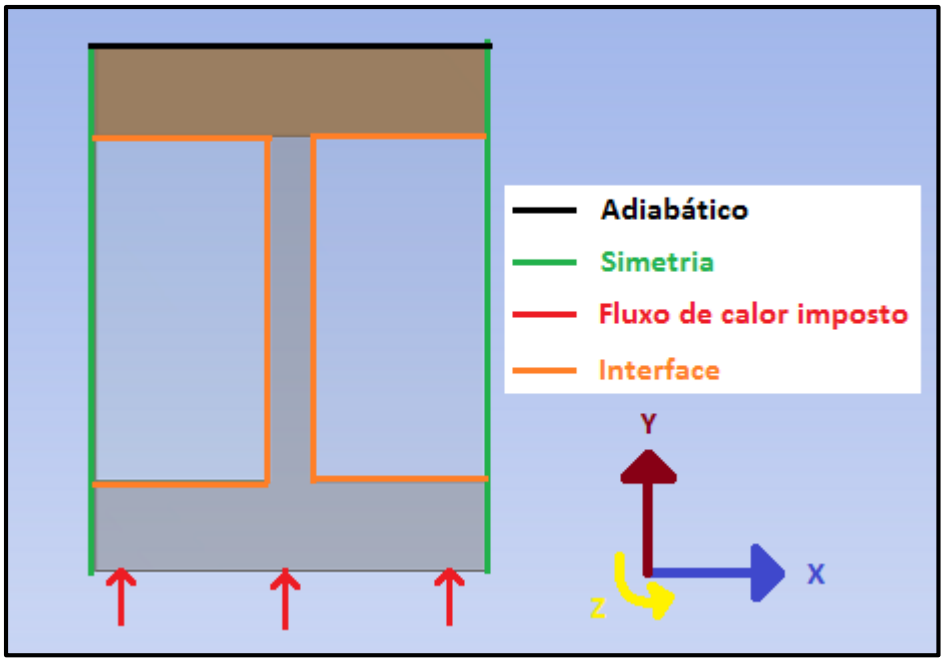

figura 24: Condições de contorno

As condições de contorno são:

- Considerou-se aqui que o fluido entra no canal com perfil de velocidade uniforme e normal a seção de entrada e módulo igual a U, conforme a equação *(21)*. A variável U é o único parâmetro hidrodinâmico a ser otimizado e assumirá valores entre 50 e 250 mm s^{-1}. Essa foi uma escolha de projeto pois estudos preliminares apontaram que para velocidades fora dessa faixa a temperatura do substrato e máxima do fluido ficam fora dos requisitos. Além disso, o fluido entra a uma temperatura uniforme definida anteriormente e igual a 333,15 K, conforme equação *(22)*

$$U_{entrada,fluido} = U\,\vec{\boldsymbol{k}} \tag{21}$$

$$T_{entrada,fluido} = 333{,}15 \tag{22}$$

- No CFX quando se escolhe a condição de contorno de velocidade prescrita na entrada de um volume de controle, a condição de contorno na saída deve ser em termos de pressão. Para a saída do canal a pressão estática escolhida foi 0 Pa – conforme equação *(23)* – pois assim é possível saber facilmente a queda de pressão ao longo do canal, que é dada pela diferença de pressão na entrada e saída.

$$P_{saída,fluido} = 0 \tag{23}$$

- Para a região de interface fluido-solido, considerou-se a condição de continuidade de temperatura mostrada na equação *(24)* e não-deslizamento da velocidade mostrada na equação *(25)*.

$$T_{interface,fluido} = T_{interface,sólido} \tag{24}$$

$$U_{interface,fluido} = 0 \tag{25}$$

- A superfície superior do dissipador e a seção transversal da aleta na entrada e saída do canal foram consideradas termicamente adiabáticas, conforme as equações *(27)*, *(27)* e *(28)*.

$$\dot{q}_{paredeSuperior,sólido} = 0 \tag{26}$$

$$\dot{q}_{seçãoEntradaAleta,sólido} = 0 \tag{27}$$

$$\dot{q}_{seçãoSaídaAleta,sólido} = 0 \tag{28}$$

- Para simplificar o problema, considerou-se simetria térmica e hidrodinâmica na região em verde na figura 24. Para a simetria térmica temos a equação *(29)* e para a simetria hidrodinâmica temos as equações *(30)* e *(31)*.

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \tag{29}$$

$$U_x = 0 \tag{30}$$

$$\frac{\partial \varphi}{\partial x} = 0 \tag{31}$$

- O fluxo de energia solar que não é convertido em energia elétrica é descartado em forma de energia térmica e será imposto ao dissipador de calor. Conforme a figura 13, a potência fornecida ao dissipador varia com a própria resistência térmica do dissipador. Por isso, não é possível saber com precisão o calor cedido uma vez que não sabemos qual será a resistência térmica do dissipador. O problema, então, torna-se iterativo onde é necessário estipular uma potência imposta ao trocador, otimizá-lo, calcular sua resistência térmica e verificar no gráfico da figura 13 se essa resistência é igual àquela referente a potência imposta. Caso seja, o problema está resolvido. Caso não seja, deve-se iniciar o procedimento novamente. Para a primeira iteração estipula-se que o trocador tem resistência térmica igual a 10^{-6} K m^2 W^{-1} e, portanto, através do gráfico da figura 25 conclui-se que a perda de calor é igual a aproximadamente 37,2 W. Calculando o fluxo de calor $\dot{q}_{dis}$ através da divisão da perda de calor pela área da célula, temos $\dot{q}_{dis}$ igual a aproximadamente 3,8 x 10^5 W m^{-2}, conforme a equação *(32)*.

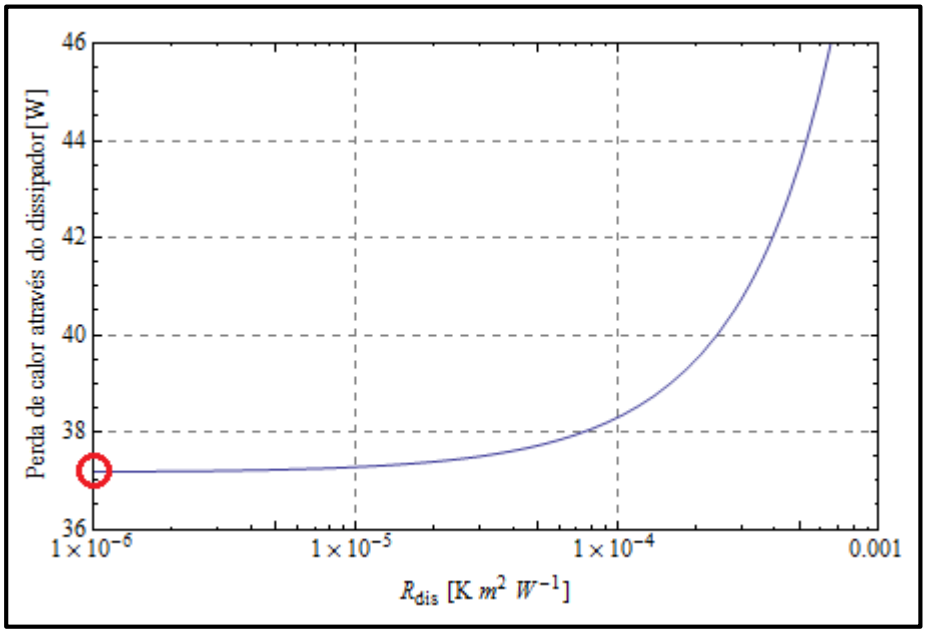

figura 25: Perda de calor para Rdis = 10^{-6} K m^2 W^{-1}

$$\dot{q}_{dis} = 3{,}8 \times 10^5 \qquad (32)$$

4.3. Solução numérica

Uma vez que a geometria, a malha e as condições de contorno estão definidas, pode-se calcular o problema numericamente através do *solver* do CFX.

O *solver* calcula os parâmetros físicos do domínio através do método de volumes finitos e faz o balanço de energia para calcular o resíduo médio ou máximo em cada iteração. Caso ocorra convergência, o *solver* para e obtém-se a solução. Caso contrário, procede-se a uma nova interação até que convirja. O resíduo médio é, na verdade, o critério de convergência e aceitação para essa análise e diz-se que a mesma convergiu quando o resíduo é menor que 10^{-5} RMS para a massa, momento, entalpia e temperatura em todo o domínio.

A figura 26 mostra, para um exemplo, o resíduo médio para as equações da continuidade e momento nas direções x, y e z em função do número de iterações. Na figura 27 é mostrado o mesmo para entalpia e temperatura e nota-se que essas duas são as últimas a convergirem.

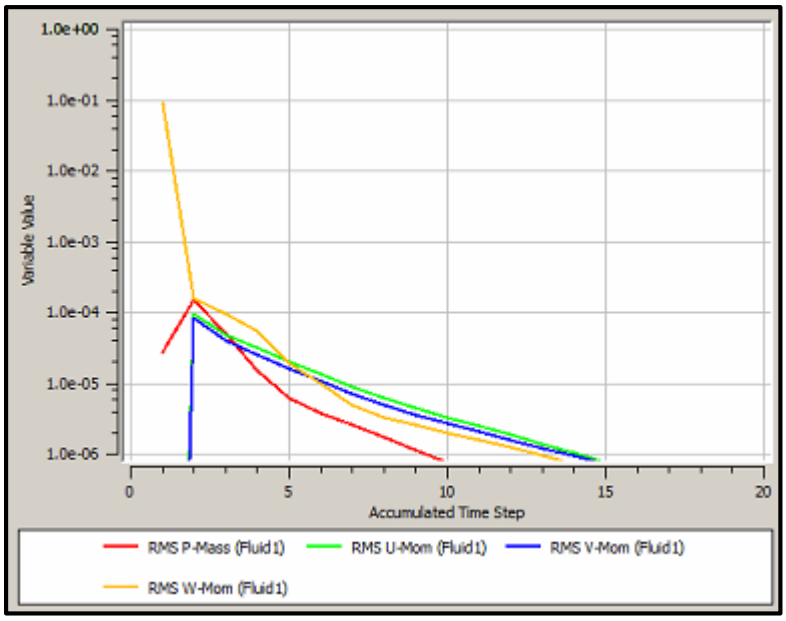

figura 26: Gráfico de convergência para massa e momentos do fluido

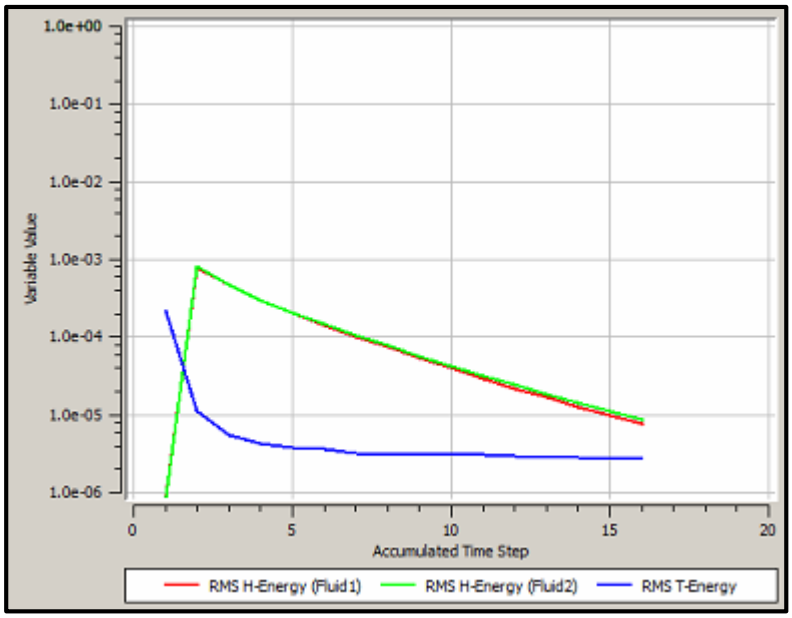

figura 27: Gráfico de convergência para entalpia do fluido e temperatura

4.4. Otimização

Um algoritmo de otimização procura os máximos e/ou mínimos locais ou globais em uma ou um conjunto de equações governantes de um problema. No entanto, as equações governantes (continuidade, momento, energia térmica e condutividade) do problema exposto nesse trabalho não tem solução analítica, portanto não conhecemos a forma funcional explicita das equações objetivo a serem minimizadas ou maximizadas.

Conforme abordado na seção anterior, nesse trabalho os parâmetros a serem otimizadas são a velocidade média U do fluido, a largura da aleta W_{aleta}, e a altura H_c do microcanal. Também abordado no início do capítulo 4, os objetivos que desejamos maximizar ou minimizar são a temperatura média do substrato da célula $T_{substrato}$, desvio padrão da temperatura do substrato $\sigma_{T_{substrato}}$, temperatura média de saída T_s do fluido do dissipador e a temperatura máxima T_{fMax} do fluido. Os valores para os parâmetros e os objetivos estão mostrados na tabela 1.

		Valor mínimo	Valor máximo	Tipo de objetivo
Parâmetros	U [mm/s]	50	250	-
	W_{aleta} [µm]	50	381	-
	H_c	0,5	2,5	-
Objetivos	$T_{substrato}$ [K]	-	453,15	Minimizar
	$\sigma_{T_{substrato}}$ [K]	-	-	Minimizar
	T_s [K]	353,15	363,15	Maximizar
	T_{fMax} [K]	-	368,15	Minimizar

tabela 1: Parâmetros e objetivos

O ANSYS Workbench possui duas formas de otimizar um problema sem conhecer as equações objetivo: por superfície de resposta ou direta. Nesse trabalho utilizou-se o método de superfície de resposta.

4.4.1. Superfície de Resposta

No método *response surface* ou superfície de resposta, antes de fazer a otimização do problema, o ANSYS interpola as funções-objetivo $T_{substrato}$, $\sigma_{T_{substrato}}$, T_s e T_{fMax} em função dos parâmetros U, W_{aleta} e W_{aleta}, conforme as equações abaixo.

$$T_{substrato} = f[U, W_{aleta}, H_c] \tag{33}$$

$$\sigma_{T_{substrato}} = g[U, W_{aleta}, H_c] \tag{34}$$

$$T_s = h[U, W_{aleta}, H_c] \tag{35}$$

$$T_{fMax} = j[U, W_{aleta}, H_c] \tag{36}$$

Para criar a superfície de resposta o ANSYS utiliza um algoritmo iterativo para gerar amostras (*Design of Experiments* ou DOE) com diferentes valores para os parâmetros a serem otimizados. No presente trabalho foi adotado o algoritmo sparse *grid* que é do tipo adaptativo e consegue perceber onde é necessário gerar mais

amostras, sendo assim mais eficiente visto que a cada iteração faz-se necessário repetir automaticamente o procedimento de atualização de geometria, geração de malha e solução do problema de escoamento e térmico.

Abaixo, na figura 28, é mostrado o funcionamento do algoritmo *sparse grid* para um objetivo Y e um parâmetro X qualquer. Primeiramente o algoritmo escolhe dois pontos (1 e 2) nas extremidades do domínio do parâmetro X e um no centro (3) para calcular o valor do objetivo Y através da técnica de volumes finitos. Em seguida, o algoritmo interpola linearmente o objetivo para valores entre os pontos 1, 3 e 5, criando assim a primeira superfície de resposta. Para verificar a o erro relativo dessa superfície o algoritmo subdivide o domínio em dois pontos – 4 e 5 – e calcula o valor do objetivo Y através da superfície de resposta criada no passo anterior e também através da técnica de volumes finitos. Então o algoritmo verifica o erro entre o valor previsto pela interpolação da superfície de resposta e o valor real calculado por volumes finitos. Esse passo de subdivisão do domínio é repetido sucessivamente até atingir a o erro relativo máximo necessário.

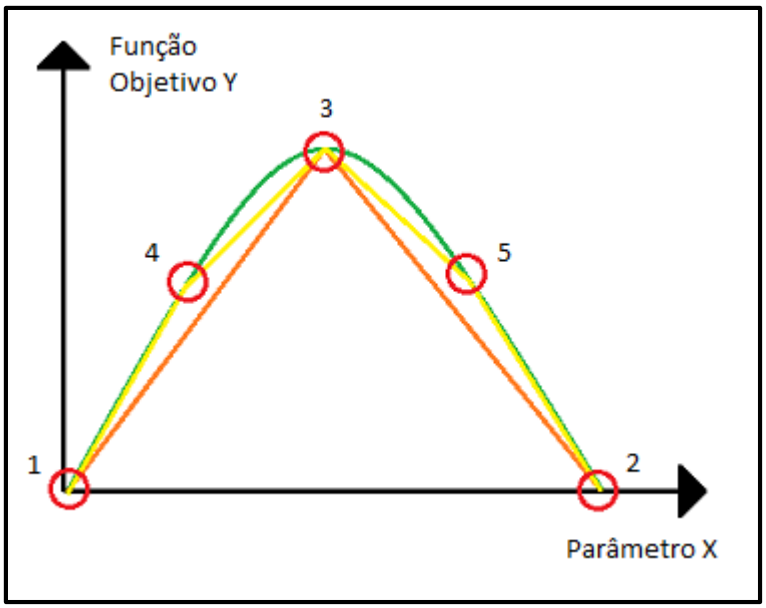

figura 28: Função do objetivo Y versus parâmetro X

O algoritmo busca preencher todo o domínio dos parâmetros da maneira mais eficiente possível, assim diminuindo o número de iterações necessárias. Este tipo de algoritmo é governado pelo erro relativo necessário, que por sua vez é determinada pelo usuário.

Com a superfície de resposta acurada o suficiente, basta executar o procedimento de otimização que buscará os valores dos parâmetros de modo que otimize os objetivos. No presente trabalho, o procedimento de otimização foi feito através do algoritmo MOGA (*Multi-objective genetic algorithm*) que é uma variável híbrida do NSGA-II (*Non-dominated sorted genetic algorithm-II*) baseada em conceitos de controle de elitismo. O algoritmo MOGA determina um conjunto de soluções ótimas de Pareto, ou seja, um conjunto de soluções que são não-dominadas com respeito a outra. A mudança de uma solução de Pareto para outra sempre acarreta em sacrifício de um objetivo pelo ganho de outro.

4.4.2. Otimização direta

A otimização direta é um método capaz de executar a otimização sem conhecer superfície de resposta previamente. Primeiramente o algoritmo gera as amostras iniciais e a partir delas localiza onde os objetivos são ótimos, então o algoritmo gera outras amostras naquela região e localiza novamente os pontos ótimos. O processo se repete com o algoritmo gerando amostras em direção ao ponto ótimo até que o resultado convirja.

4.4.3. Vantagens e desvantagens

A otimização direta é muito vantajosa quando se sabe onde exatamente ocorrem os máximos ou mínimos locais, ou então quando é sabido que só existe um máximo ou mínimo em todo domínio. No entanto, quando existem muitos mínimos e máximos locais, o algoritmo pode refinar em direção a um determinado mínimo ou máximo sem este ser um mínimo ou máximo global. Já no método de superfície de resposta todo o domínio é preenchido com amostras e é fácil localizar todos os máximos e mínimos locais.

Por isso, normalmente o método de superfície de resposta é utilizado como entrada para a otimização direta. Na prática o usuário primeiramente gera uma superfície de resposta sem compromisso de obter resultados extremamente acurados, então localiza a região de interesse onde deseja refinar o problema e por fim utiliza o método de otimização direta para chegar a resultados mais precisos.

Com o método de superfície de resposta é possível obter uma solução tão precisa quanto aquela gerada através do método direto. No entanto, para tal seria necessário refinar todo o domínio, enquanto que para o método direto somente é necessário refinar na região de mínimo ou máximo.

Para este projeto apenas o método de superfície de resposta foi utilizado. O critério de aceitação para superfície de resposta foi de erro relativo menor ou igual a 2% para todos os objetivos, ou seja, o algoritmo converge quando se obtém um erro relativo máximo entre a superfície de resposta interpolada e as amostras menor ou igual a 2%. Esse valor foi escolhido pois verificou-se que o número de amostras necessárias para convergir a valores menores que esse cresce exponencialmente e o processo torna-se demasiadamente demorado.

4.4.4. Geometria otimizada

Para obter a geometria otimizada realizou-se todo o processo descrito nas seções anteriores. Esse procedimento está demonstrado esquematicamente na figura 29.

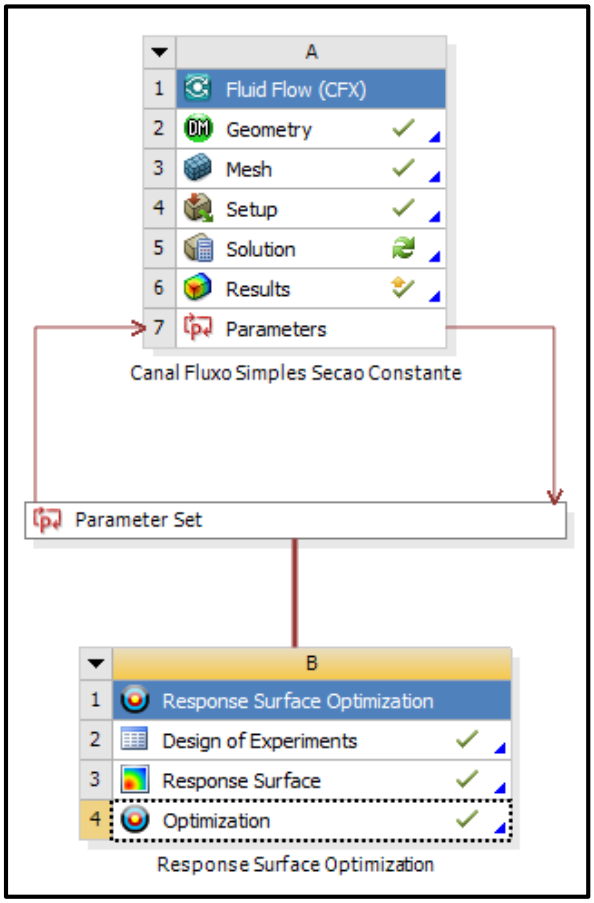

figura 29: Sequência de trabalho necessária para otimização

O domínio de otimização foi dividido em duas partes para serem executadas paralelamente em dois computadores. A primeira parte, ou domínio 1, seleciona um candidato para o seguinte domínio:

- Velocidade de escoamento U do fluido no microcanal variando entre 50 e 250 mm s^{-1}.
- Espessura W_{aleta} da aleta variando entre e 50 e 381 μm
- Altura H_c do canal variando entre 0,5 e 1 vez a largura do canal de 381 μm.

A segunda parte, ou domínio 2, seleciona um candidato para o seguinte domínio:

- Velocidade de escoamento U do fluido no microcanal variando entre 50 e 250 mm s^{-1}.
- Espessura W_{aleta} da aleta variando entre e 50 e 381 μm
- Altura H_c do canal variando entre 1 e 2 vezes a largura do canal de 381 μm.

Cabe notar que a única diferença entre os dois domínios acima é a altura H_c do microcanal. Além disso, os resultados abaixo serão mostrados apenas para o segundo domínio pois foi onde se encontraram os melhores candidatos a valores ótimos.

CAPÍTULO 5

5. Resultados e discussões

Nesse capítulo são apresentados e discutidos os resultados do processo de otimização do dissipador de calor realizada no programa ANSYS Workbench 14.5 seguindo o procedimento de otimização apresentado no capítulo anterior. Em seguida serão também construídas algumas análises físicas do microdissipador de calor projetado e otimizado, como os perfis de temperatura, cálculo da vazão, do número de Reynolds, queda de pressão e potência requerida.

Inicialmente foram geradas sete amostras pelo método de superfície de resposta *sparse grid* para o domínio 1. Para gerar essas amostras foi necessário um tempo computacional em torno de 2 horas.

O passo seguinte do algoritmo é procurar os locais no domínio onde deve ser refinado para que a superfície de resposta convirja ao erro relativo de 2% estabelecido previamente. Para isso foram necessárias 105 amostras e o tempo computacional necessário foi em torno de 27 horas para se obter um máximo erro relativo de 1,4% para a temperatura média do substrato. A temperatura média do fluido na saída do dissipador obteve um erro de 1,33%, para o desvio padrão da temperatura do substrato o erro foi de 1,25% e para a máxima temperatura do fluido o erro foi de 1,2%.

A seguir as superfícies de resposta serão apresentadas para o problema considerado através de gráficos 3D plotados pelo ANSYS. Como vimos anteriormente, temos 4 objetivos ou restrições de projeto e 3 parâmetros variáveis que foram indicados na tabela 1. Para cada objetivo iremos plotar um gráfico com um par de parâmetros por vez. Assim, como temos 3 variáveis, para cada função-objetivo teremos 3 gráficos e um total de 12 para todas as funções-objetivo.

A análise desses gráficos irá permitir quais parâmetros são mais relevantes ou exercem mais influência sobre um objetivo. Na tabela 2, para o domínio 2, encontram-se novamente os parâmetros procurados.

		Valor mínimo	Valor máximo	Tipo de objetivo
Parâmetros	U [mm/s]	50	250	-
	W_{aleta} [µm]	50	381	-
	H_c	1	2,5	-
Objetivos	$T_{substrato}$ [K]	-	453,15	Minimizar
	$\sigma_{T_{substrato}}$ [K]	-	-	Minimizar
	T_s [K]	353,15	363,15	Maximizar
	T_{fMax} [K]	-	368,15	Minimizar

tabela 2: Parâmetros e objetivos para o domínio 2

Para a temperatura máxima do fluido temos a figura 30 que mostra que o aumento da espessura da aleta e a diminuição da altura do canal aumentam a temperatura máxima do fluido. A figura 31 mostra que a combinação da diminuição da altura do canal com a diminuição da velocidade média de escoamento aumenta significativamente a temperatura máxima do fluido. Já na figura 32 temos que para baixa velocidade média de escoamento e alta espessura da aleta tem-se um aumento da temperatura máxima do fluido.

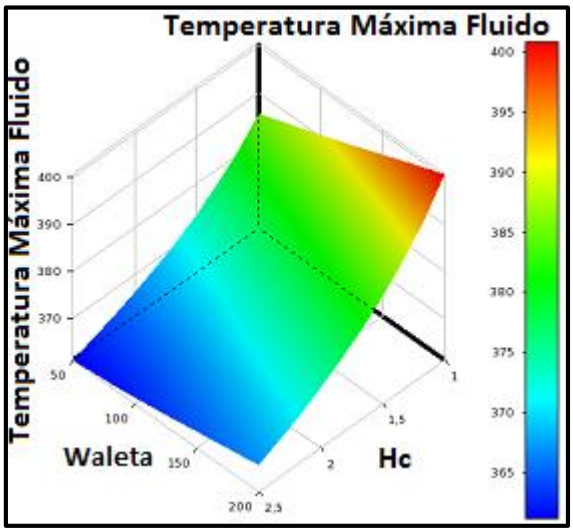

figura 30: Temperatura máxima do fluido versus largura da aleta e altura do canal

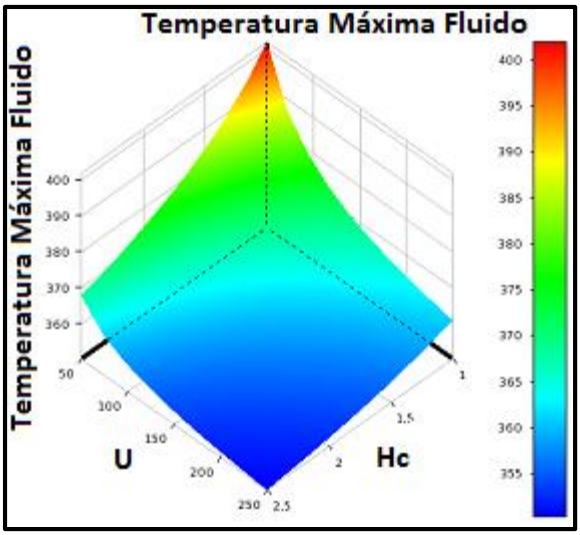

figura 31: Temperatura máxima do fluido versus velocidade média do escoamento e altura do canal

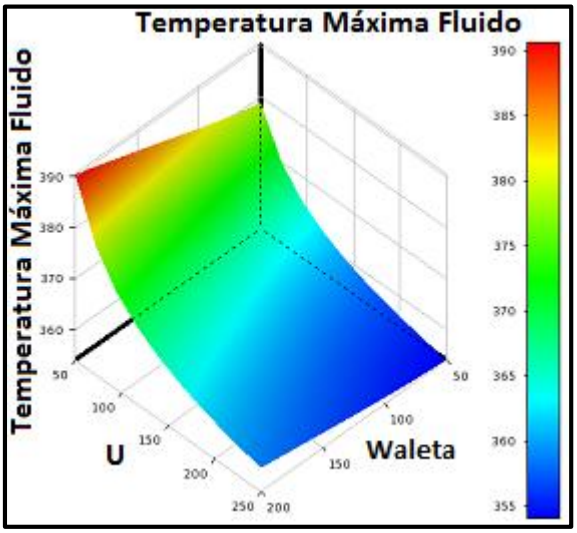

figura 32: Temperatura máxima do fluido versus velocidade média do escoamento e largura da aleta

Para a temperatura média do substrato temos a figura 33 que mostra que o aumento da espessura da aleta causa um aumento da temperatura média consideravelmente menor que o causado pela diminuição da altura do canal. A figura 34 mostra que a combinação da diminuição da velocidade média do escoamento com a diminuição da altura do canal causa um grande aumento da temperatura média do substrato. Finalmente na figura 35 temos que tanto a diminuição da velocidade média do fluido quanto o aumento da largura da aleta causam um aumento da temperatura média do substrato.

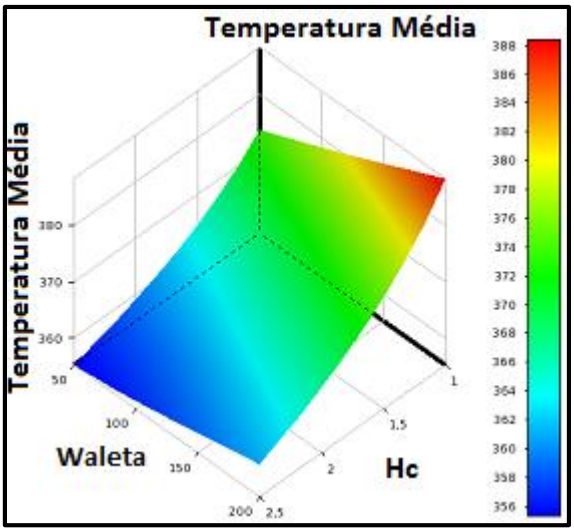

figura 33: Temperatura média do substrato versus largura da aleta e altura do canal

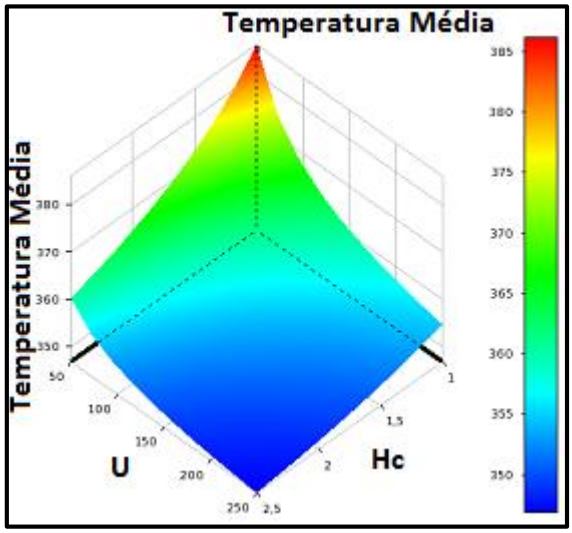

figura 34: Temperatura média do substrato versus velocidade média do escoamento e altura do canal

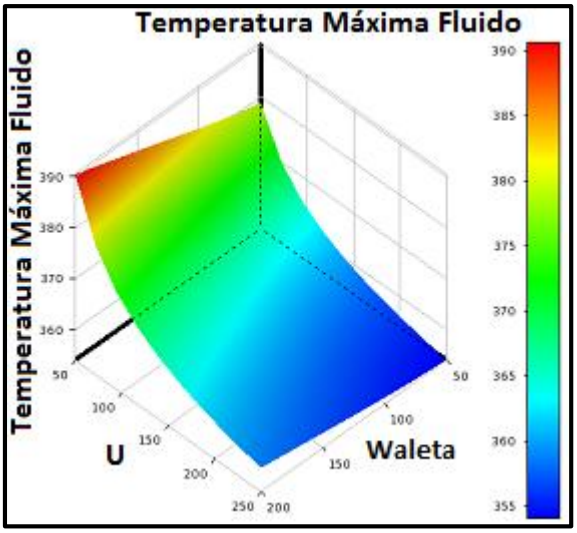

figura 35: Temperatura média do substrato versus velocidade média do escoamento e largura da aleta

Para o desvio padrão da temperatura do substrato temos as figura 36 e figura 37 que mostram que a espessura da aleta não exerce praticamente nenhuma influência sobre a temperatura de desvio padrão, porém a diminuição da altura do canal e da velocidade média do fluido aumenta o desvio padrão. Na figura 38 vemos que a combinação da diminuição da velocidade média do escoamento e da altura do canal causa um grande aumento do desvio padrão.

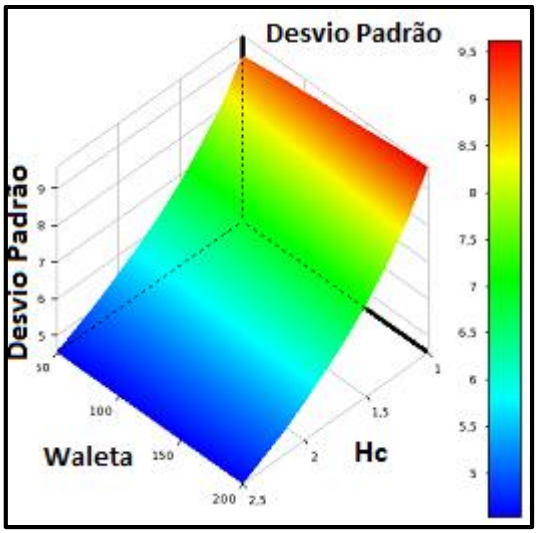

figura 36: Desvio padrão da temperatura do substrato versus largura da aleta e altura do canal

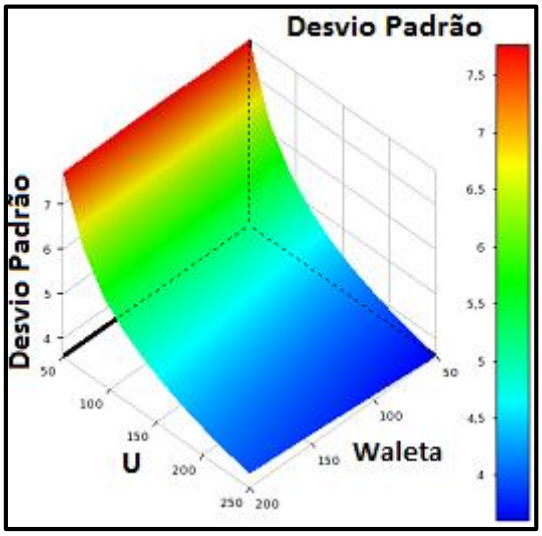

figura 37: Desvio padrão da temperatura do substrato versus velocidade média do escoamento e a largura da aleta

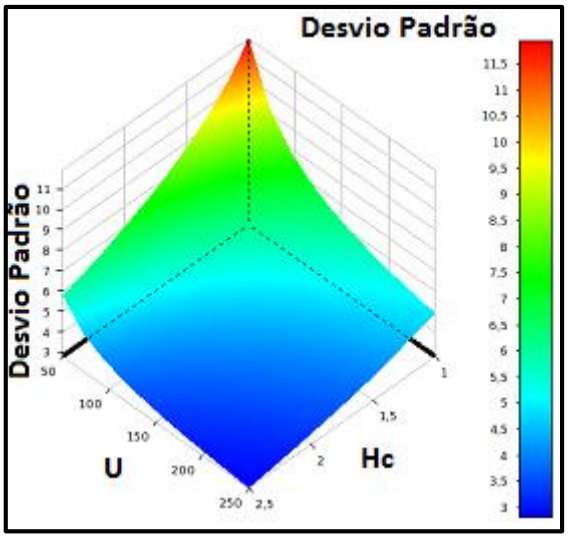

figura 38: Desvio padrão da temperatura do substrato versus velocidade média do escoamento e a altura do canal

Para a temperatura média do fluido de saída do dissipador temos as figura 39 e figura 41 que indicam que tanto a diminuição da altura quanto da velocidade média exerce maior influência sobre o aumento da temperatura média do fluido de saída do dissipador que a largura da aleta. Já o gráfico da figura 40 mostra que a combinação da diminuição da velocidade do fluido e da altura exerce grande influência sobre o aumento da temperatura de saída quando combinados.

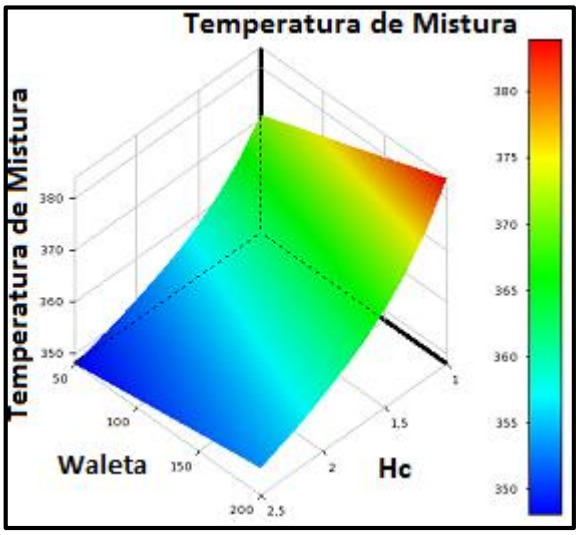

figura 39: Temperatura média do fluido na saída do dissipador versus largura da aleta e altura do canal

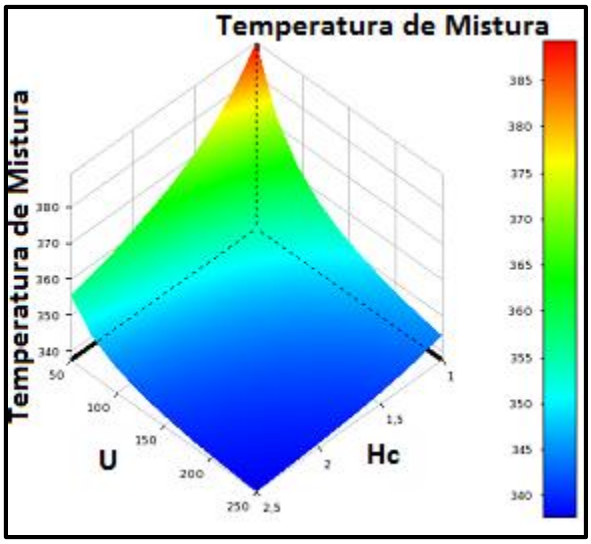

figura 40: Temperatura média do fluido na saída do dissipador versus velocidade média do escoamento e altura do canal

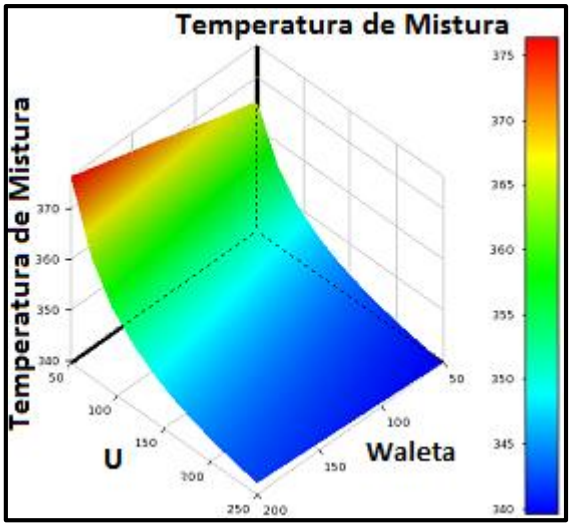

figura 41: Temperatura média do fluido na saída do dissipador versus velocidade média do escoamento e largura da aleta

Em resumo, todos os 12 gráficos analisados acima mostraram que a variável largura da aleta exerce papel secundário sobre as funções-objetivo. Já as variáveis velocidade média do fluido e altura do canal exercem influência diretamente sobre as funções-objetivo e são amplificadas quando combinadas.

O próximo passo é otimizar as variáveis geométricas e hidrodinâmicas para atingir os objetivos e restrições de projeto através do algoritmo MOGA com 600 amostras iniciais, 500 a cada iteração, percentual máximo admissível de Pareto igual a 75% e número máximo de iterações igual a 15. A otimização convergiu na décima-primeira iteração.

O algoritmo escolhe os melhores candidatos que satisfazem os objetivos de projeto e, para esse projeto, foi definido arbitrariamente que 3 candidatos seriam escolhidos. A tabela 3 mostra os pontos candidatos escolhidos pelo algoritmo de otimização do ANSYS. A geometria escolhida como ótima foi aquela referente ao candidato 1, visto que nos três candidatos os objetivos mostram pouca variação entre si, porém o candidato 1 exibiu menor desvio padrão da temperatura do substrato, ou seja, a temperatura da célula será levemente mais uniforme ao longo de sua superfície. Os objetivos mais importantes são manter a temperatura do fluido de saída do dissipador no intervalo de projeto (353 K a 363K) e o menor desvio padrão possível para minimizar a não- uniformidade de temperatura.

		Candidato 1	Candidato 2	Candidato 3
Variável	Largura da Aleta [µm]	185	163	142
	U [mm/s]	75	73	70
	Multiplicador Altura	2,48	2,44	2,44
Objetivo	Temp. Média Saída [K]	353,06	353,01	352,98
	Temp. Média Substrato [K]	360,6	360,24	359,76
	Desvio Padrão da Temp. do Substrato [K]	4,59	4,69	4,79
	Temp. Máxima do Fluido [K]	366,47	366,24	365,92

tabela 3: Candidatos a geometria ótima

A seguir será apresentado e discutido os resultados obtidos a partir do candidato 1 selecionado na tabela anterior através da otimização realizada no programa ANSYS Workbench 14.5.

Antes de apresentar resultados, faz-se necessário verificar os valores calculados através da interpolação. Para isso, deve-se fazer a análise numérica através do CFX para os valores das variáveis apresentadas no candidato 1. O resultado dessa verificação pode ser visto na tabela 4 e não mostra desvio significativo.

		Interpolado	Verificação	Erro relativo
Variável	Largura da Aleta [µm]	185	185	142
	U [mm/s]	75	75	70
	Multiplicador Altura	2,48	2,48	2,44
Objetivo	Temp. Média Saída [K]	353,06	353,01	-0,0001%
	Temp. Média Substrato [K]	360,6	360,55	-0,0001%
	Desvio Padrão da Temp. do Substrato [K]	4,59	4,57	-0,004
	Temp. Máxima do Fluido [K]	366,47	366,4	-0,0002%

tabela 4: Verificação do candidato 1

A geometria final otimizada é como mostra nas figura 42 e figura 43. O número de canais necessários para ocupar a área aletada de 10 x 10 mm é igual ao resultado da divisão desses 10 mm por 0,566 mm ($W_{aleta} + 2W_c$). Esse resultado é igual a 17,7, isto é, o dissipador de calor terá 18 microcanais.

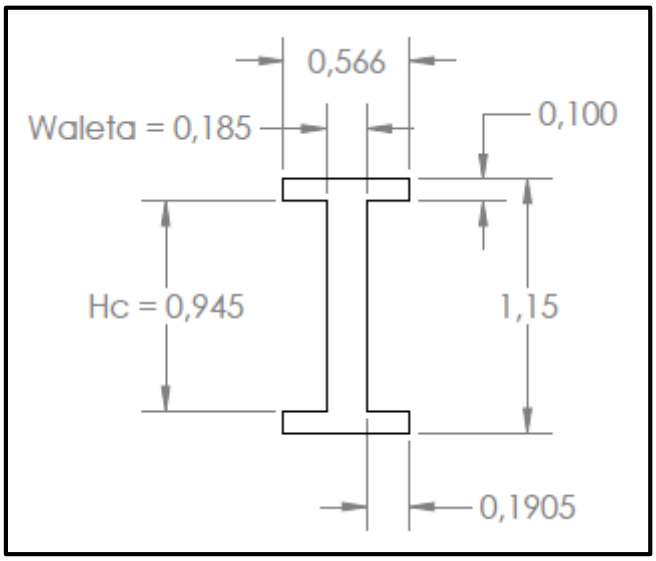

figura 42: Geometria final. Unidades em mm.

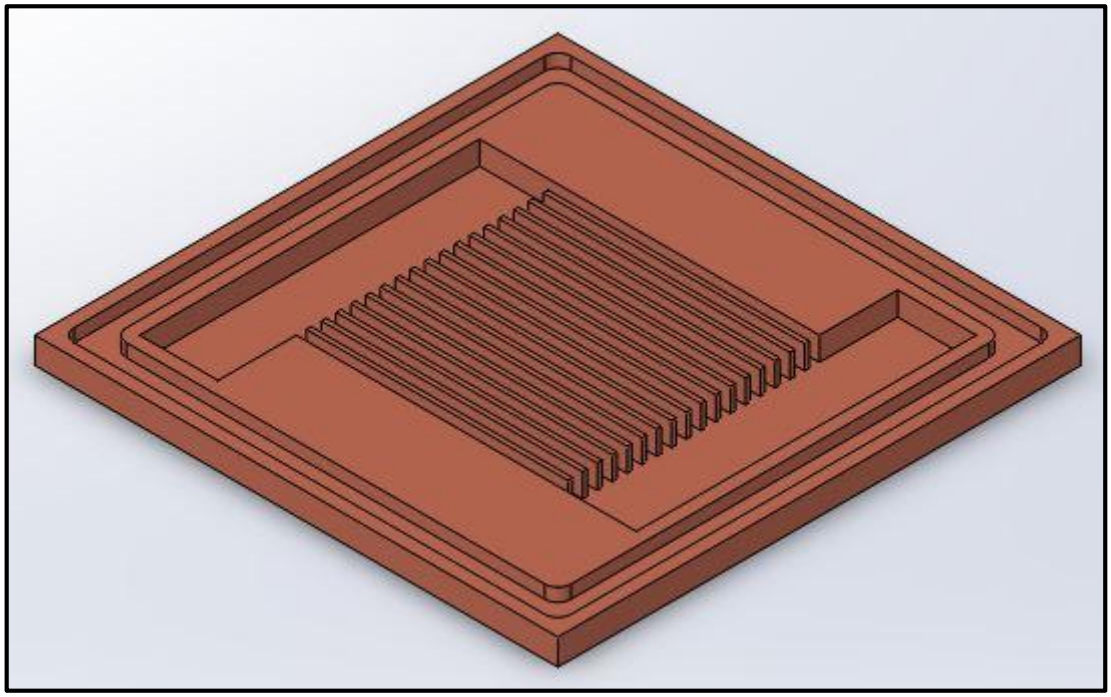

figura 43: Geometria final em 3D. Vista isométrica. Unidades em mm.

A tabela 5 mostra a temperatura mínima, média e máxima do substrato, bem como o desvio padrão da temperatura do substrato para o candidato 1 escolhido. Nessa tabela também possível ver as características hidrodinâmicas como o número de Reynolds, vazão, queda de pressão e potência requerida para um canal e também para todo o dissipador desconsiderando as perdas causadas pelos canais de distribuição.

A temperatura máxima do substrato está bem abaixo do requerido para o funcionamento da célula (453 K). O número de Reynolds igual 45,4 também está baixo e portanto o escoamento é, sem dúvida, laminar. A temperatura máxima do fluido está 6,75 K abaixo da temperatura de ebulição da água, portanto próximo e com possibilidade de mudança dependendo da pressão dentro do canal. A temperatura média do fluido na saída do dissipador (353,01 K) está ligeiramente menor que o mínimo necessário (353,15 K) para alimentar o segundo ciclo para onde esse fluido escoa. Apesar desse problema, considerou-se aceitável o fluido estar 0,14 K abaixo do mínimo estabelecido pelo projeto.

Características Térmicas	Temperatura mínima no substrato [K]	351,98
	Temperatura média no substrato [K]	360,55
	Temperatura máxima no substrato [K]	366,45
	Desvio padrão da temperatura do substrato [K]	4,57
	Temperatura máxima do fluido [K]	366,40
	Temperatura média do fluido na saída [K]	353,01
Características Hidrodinâmicas de um canal	Número de Reynolds	45,4
	Vazão [mm^3/s]	26,9
	Queda de pressão [Pa]	81
	Potência requerida [W]	$2,16 \times 10^{-6}$
Características Hidrodinâmicas do dissipador	Número de Reynolds	45,4
	Vazão [mm^3/s]	484,2
	Queda de pressão [Pa]	81
	Potência requerida [W]	$3,89 \times 10^{-5}$

tabela 5: Características térmicas e hidrodinâmicas do canal otimizado

A figura 44 mostra o perfil de temperatura para o fluido e para aleta na entrada e saída do canal. Analisando o domínio sólido percebemos que a temperatura praticamente não varia nessa seção e isso é devido à alta condutividade térmica do cobre. Já para o domínio do fluido na saída temos uma temperatura máxima de 366,2 K na periferia e mínima de 345,1 K no centro. Essa grande de diferença de temperatura de 21,1 K mostra que o fluido tem uma condutividade térmica baixa

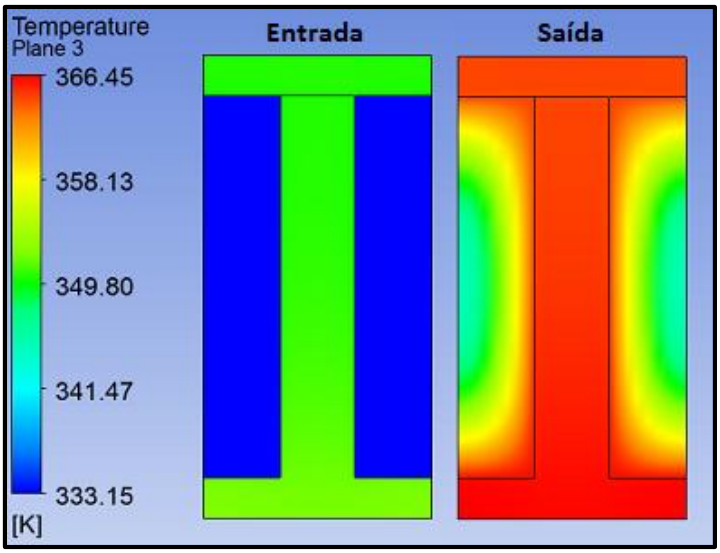

figura 44: Perfil de temperatura na entrada e na saída do canal

Na figura 45 vemos o perfil de temperatura ao longo de toda a extensão do canal, no plano de simetria do canal, onde podemos perceber o crescimento da camada limite térmica que se estende por aproximadamente 7375 μm a partir da entrada.

Percebemos que a cor azul escuro, que representa temperaturas mais baixas de entrada do fluido, está presente em uma considerável parte do domínio. Isso também mostra como o fluido demora a ganhar temperatura graças à sua grande capacidade térmica e baixa condutividade de calor.

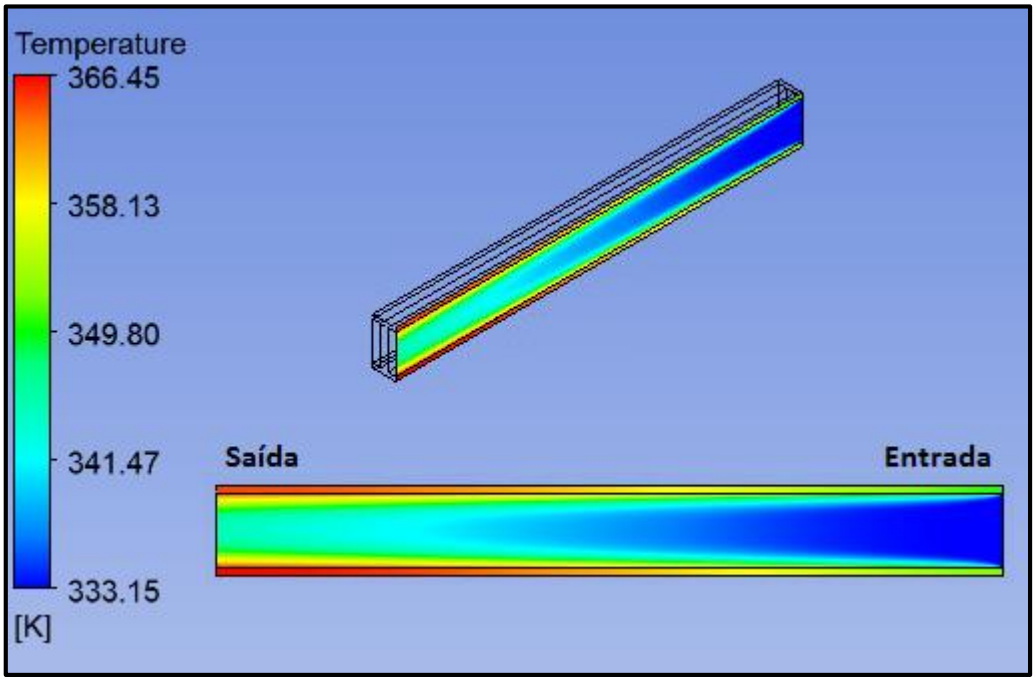

figura 45: Perfil de temperatura no plano de simetria do canal

A análise da figura 46 mostra que na entrada do fluido em contato com o substrato está a uma temperatura mais baixa que cresce ao longo do canal e isto demonstra claramente a natureza não-uniforme da distribuição de temperatura no substrato. Como vimos nas referências bibliográficas [8] e [9], a não-uniformidade de temperatura é prejudicial ao desempenho energético da célula fotovoltaica.

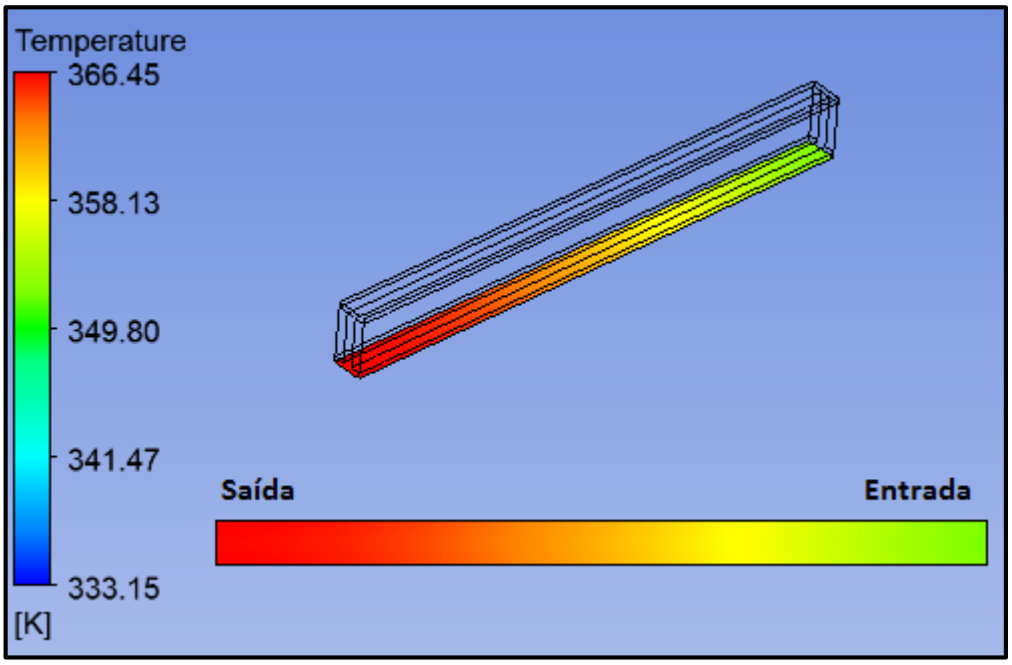

figura 46: Perfil de temperatura no substrato do canal

CAPÍTULO 6

6. Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

Nesse capítulo será apresentado as conclusões do trabalho obtido até o momento e algumas sugestões para trabalhos futuros visando melhorar o desenho proposto ou explorar mais os assuntos abordados ao longo desse trabalho.

Como vimos no capítulo anterior, um dos maiores problemas do desenho proposto ao microdissipador é a não-uniformidade da temperatura ao longo do canal. Isso poderia ser resolvido utilizando microcanais com fluxo contra-corrente, ou seja, nos canais pares o fluido escoa em um sentido e nos canais ímpares o fluido escoa no sentido oposto.

Além disso, a temperatura média de saída do fluido está no limite mínimo requerido. Visto que na seção de saída parte do fluido está a uma temperatura muito mais alta que o necessário e outra parte a uma temperatura muito mais baixa que o necessário, a utilização de um fluido com maior condutividade térmica pode trazer benefícios e minimizar esse problema.

Outro problema é a temperatura máxima alcançada pelo fluido durante o escoamento. Esse problema poderia ser resolvido utilizando um fluido com maior capacidade térmica ou temperatura de ebulição mais elevada.

Este trabalho negligenciou as influências que o canal de distribuição pode causar na performance do microdissipador. Certamente, para nos aproximarmos do problema real, torna-se necessário estudar os efeitos que a variação da velocidade média em cada canal pode causar sobre a distribuição de temperatura no microdissipador.

Com a melhoria do processo de microfabricação desenvolvido no Laboratório de Transmissão e Tecnologia do Calor, será possível explorar canais ainda menores e investigar se ocorre intensificação térmica devido à diminuição do diâmetro hidráulico.

Por fim, faz-se necessário fabricar o microtrocador proposto e analisá-lo em uma bancada experimental para validar o modelo aqui proposto.

CAPÍTULO 7

7. Referências bibliográficas

[1] T. HO, S. S. MAO and R. GREIF, "Improving efficiency of high-concentrator photovoltaics by cooling with two-phase forced convection," *International Journal of Energy Research,* pp. 1257-1271, 2010.

[2] T. HO, S. S. MAO e R. GREIF, “The impact of cooling on cell temperature and the practical solar concentration limits for photovoltaics,” *International Journal of Energy Research,* 2010.

[3] A. ROYNE, C. J. DEY e D. R. MILLS, “Cooling of photovoltaics cells under concentrated illumination: a critical review,” *Solar Energy Materials & Solar Cells,* pp. 451-483, 2005.

[4] G. SALA, “Cooling of solar cells,” em *Cells and Optics for Photovoltaic Concentration*, Bristol, Adam Hilger, 1989, pp. 239-267.

[5] D. J. MBEWE, H. C. CARD e D. C. CARD, “A model of silicon cells for concentrator photovoltaic and photovoltaic thermal system design,” *Solar Energy,* vol. 35, nº 3, pp. 247-258, 1985.

[6] V. L. DALAL e A. R. MOORE, “Design considerations for high-intensity solar cells,” *Journal of Applied Physics,* vol. 48, nº 3, pp. 1244-1251, 1977.

[7] SunPower, *Application notes for HED312 Silicon Concentrator Solar Cell,* 2002.

[8] R. W. SANDERSON, T. D. O'DONNELL e E. C. BACKUS, “The effects of nonuniform illumination and temperature profiles on silicon solar cells under concentrated sunlight,” em *14th IEEE Photovoltaic Specialists Conference*, 1980.

[9] E. KERMANI, *Manifold micro-channel cooling of photovoltaic cells for high efficiency solar energy conversion systems,* University of Maryland, 2008.

[10] B. D. TUCKERMAN e R. F. W. PEASE, “High-Performance Heat Sinking for VLSI,” *IEEE Electron Device Letters,* vol. 2, nº 5, pp. 126-129, 1981.

[11] M. A. EBADIAN e C. X. LIN, “A review of high-heat-flux heat removal technologies,” *Journal of Heat Transfer,* vol. 133, nº 11, 2011.

[12] T. DANG e J. TENG, “Comparisons of the heat transfer and pressure drop of the microchannel and minichannel heat exchangers,” *Heat and Mass Transfer,* vol. 47, nº 10, pp. 1311-1322, 2011.

[13] A. HUSAIN e K. KIM, “Optimization of a microchannel heat sink with temperature dependent fluid properties,” *Applied Thermal Engineering,* vol. 28, nº 8-9, pp. 1101-1107, 2008.

[14] W. ESCHER, B. MICHEL e D. POULIKAKOS, “A novel high performance, ultra thin heat sink for electronincs,” *International Journal of Heat and Fluid Flow,* vol. 31, nº 4, pp. 586-598, 2010.

[15] Spectrolab, “CCA 100 C3MJ 1A Concentrator Cell Assembly,” [Online]. Disponível em: http://www.spectrolab.com/DataSheets/PV/CPV/C3MJ_CCA-100_data_sheet.pdf. Acesso em 22 mar. 2013.

ANEXO A

	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
0:01- 1:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1:01- 2:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2:01- 3:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3:01- 4:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4:01- 5:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5:01- 6:00	28	13	2	0	0	0	0	0	1	19	45	51
6:01- 7:00	175	230	120	107	39	19	19	37	63	151	181	188
7:01- 8:00	334	433	267	329	186	180	209	240	208	284	276	315
8:01- 9:00	448	525	375	457	352	306	350	361	303	333	342	378
9:01-10:00	506	575	437	535	401	409	427	448	349	409	377	453
10:01-11:00	538	573	481	545	464	476	470	507	401	434	495	509
11:01-12:00	600	564	498	519	576	540	519	529	496	447	496	487
12:01-13:00	542	592	550	536	544	550	519	539	481	440	566	461
13:01-14:00	454	599	521	516	541	506	521	503	477	401	565	428
14:01-15:00	489	546	465	452	504	464	454	477	432	331	470	376
15:01-16:00	406	506	404	388	384	374	375	387	384	303	379	313
16:01-17:00	281	387	321	255	204	179	187	236	221	204	232	188
17:01-18:00	131	232	151	58	11	6	14	24	30	41	95	73
18:01-19:00	16	29	5	0	0	0	0	0	0	0	3	4
19:01-20:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
20:01-21:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21:01-22:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22:01-23:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23:01-24:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

ANEXO B

A convecção natural sobre a célula fotovoltaica foi calculada através da lei de resfriamento de Newton, conforme a equação *(8)*. Considerando a superfície da célula como uma placa plana horizontal com temperatura prescrita, superfície quente voltada para cima e escoamento laminar, o coeficiente de transferência de calor pode ser calculado através da correlação *(37)* proposta por OZISIK [17] em seu livro-texto.

$$Nu_m = 0{,}54(Gr \times Pr)^{1/4} \tag{37}$$

Com o número de Nusselt pode-se calcular o coeficiente de transferência de calor a partir da equação *(38)*.

$$h_{conv} = \frac{Nu_m \times k}{L} \tag{38}$$

O número de Grashof também pode ser calculado através da correlação apresentada em [17], conforme a equação *(39)* e seus parâmetros estão relacionados na tabela 6.

$$Gr = \frac{g\beta(T_{cel} - T_a)L^3}{\nu^2} \tag{39}$$

As propriedades físicas do ar serão calculadas a temperatura de filme T_f, que é a média da temperatura da célula e temperatura ambiente, conforme. Esses valores também podem ser encontrados em [17].

$$T_f = \frac{T_{cel} + T_a}{2} \tag{40}$$

g – Gravidade local [m s^{-2}]	9,81
β – Coeficiente de dilatação térmica [K^{-1}]	$\frac{1}{T_f}$
T_{cel} – Temperatura da célula [K]	T_{cel}
T_a – Temperatura ambiente [K]	298,15
L – Comprimento característico [m]	$9{,}9 \times 10^{-3}$
ν – Viscosidade cinemática [m^2 s^{-1}]	$\nu[T_f]$
k – Condutividade térmica [W m^{-1} K^{-1}]	$k[T_f]$
Pr – Número de Prandtl	$Pr[T_f]$

tabela 6: Parâmetros para cálculo do coeficiente de transferência de calor na convecção natural

Substituindo as equações *(40)*, *(39)*, *(38)* e *(37)* em *(8)* e plotando o fluxo de calor por convecção natural em função da temperatura da célula (em azul), temos o gráfico representado pela figura 47.

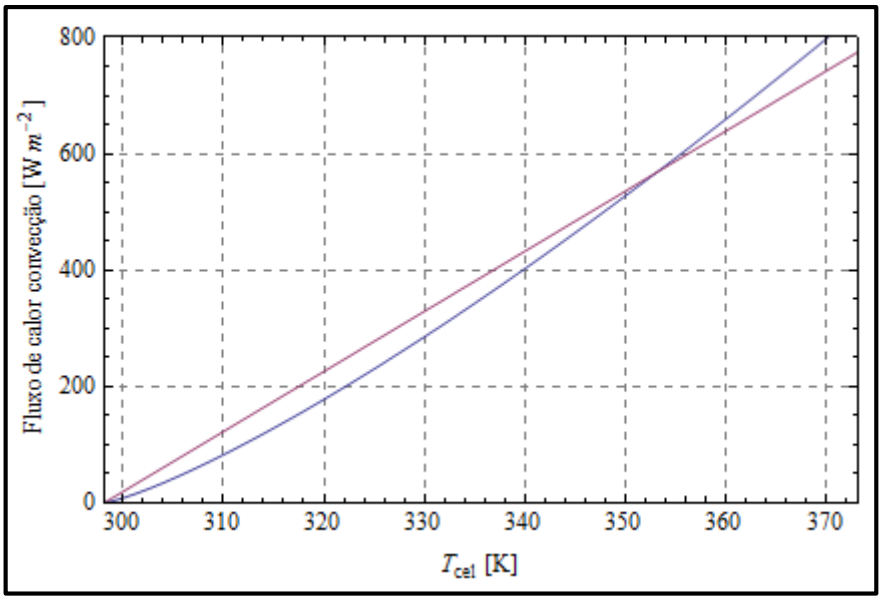

figura 47: Fluxo de calor por convecção natural em função da temperatura da célula

Para simplificação matemática, o fluxo de calor por convecção natural será linearizado, conforme indicado em roxo na figura 47, através de ajuste linear. Assim, o fluxo de calor é dado pela equação *(41)* abaixo.

$$\dot{q}_{conv}[T_{cel}] = 10{,}33(-298{,}15 + T_c) \tag{41}$$

ANEXO C

A análise da malha foi feita através da avaliação da convergência dos objetivos com o aumento do número de nós necessários para preencher todo o domínio. O número de nós é consequência do tamanho do elemento utilizado para fazer a malha, que por sua vez, neste trabalho, foi variado entre 100 e 12,5 μm em passos de 12,5 μm.

Os gráficos representados abaixo pelas figura 48, figura 49, figura 50 e figura 51 mostram a variação de valor dos objetivos em função do número de nós. Para este trabalho o tamanho do elemento escolhido foi 12,5 μm pois mostra que um grande aumento no número de nós não gerou grandes desvios em relação a 25 μm, ou seja, reduzir ainda mais o tamanho do elemento geraria um elevado número de nós e por consequência um custo computacional excessivo sem ganho significativo em precisão.

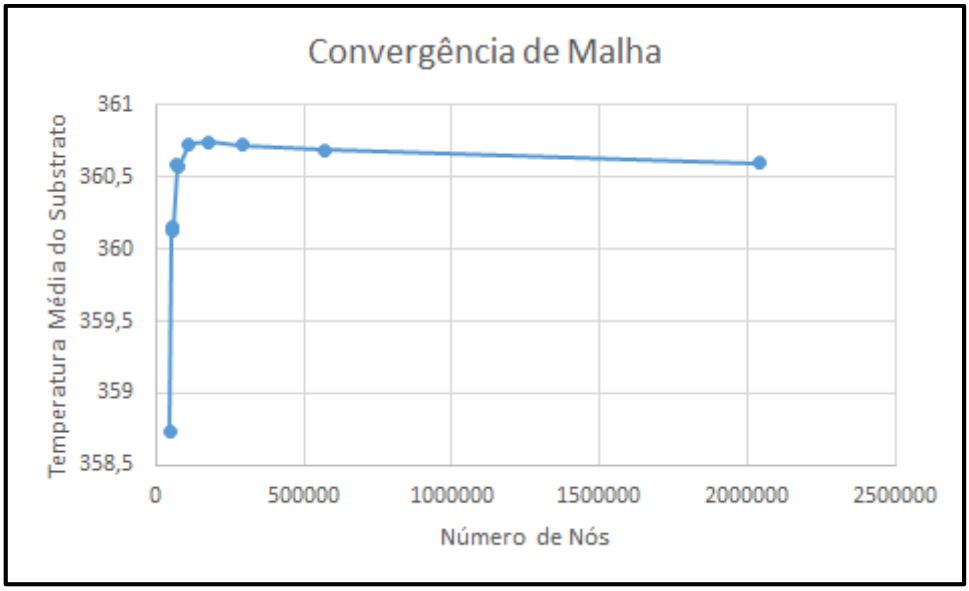

figura 48: Convergência de malha para temperatura média do substrato

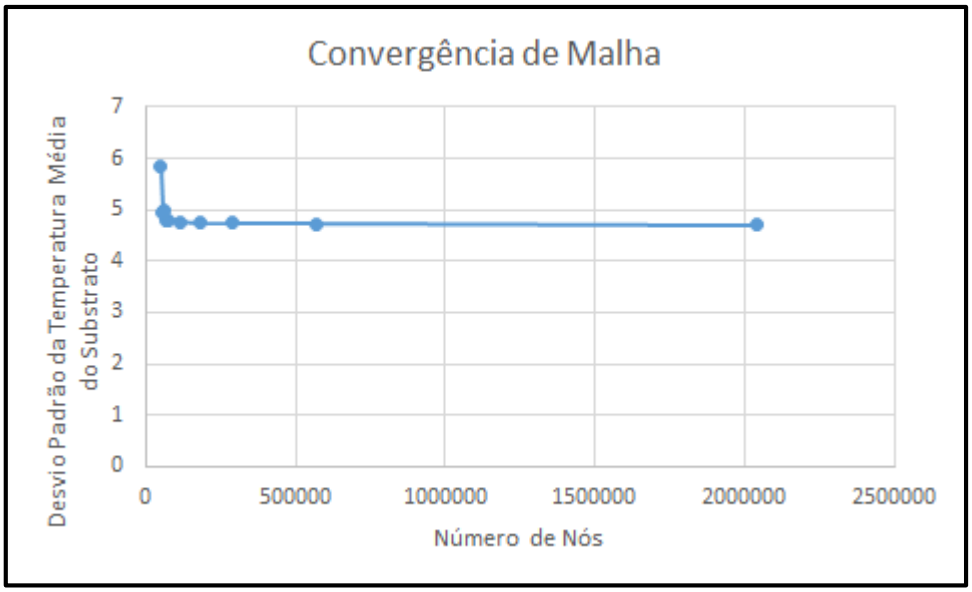

figura 49: Convergência de malha para o desvio padrão da temperatura do substrato

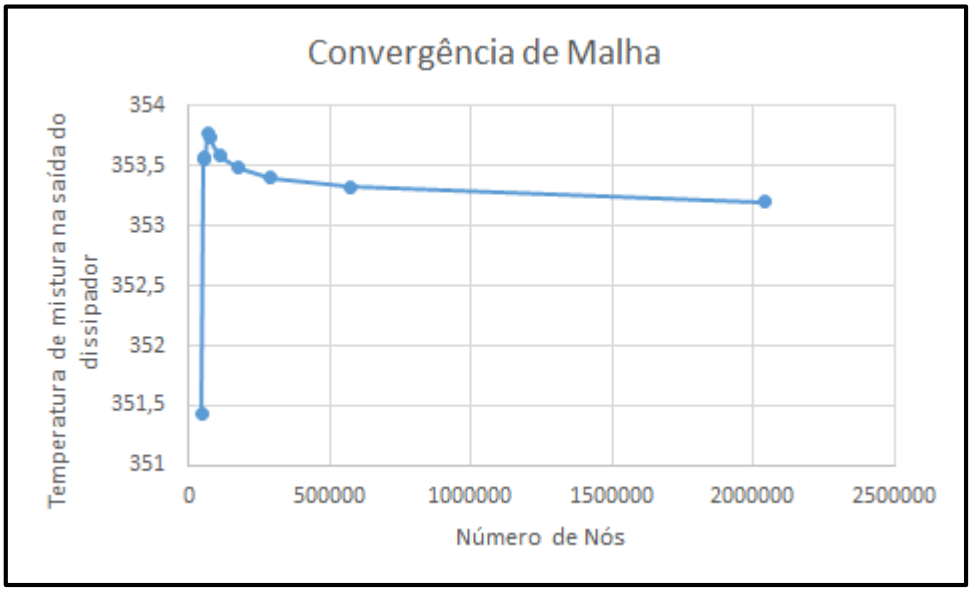

figura 50: Convergência de malha para a temperatura de mistura nasída do dissipador

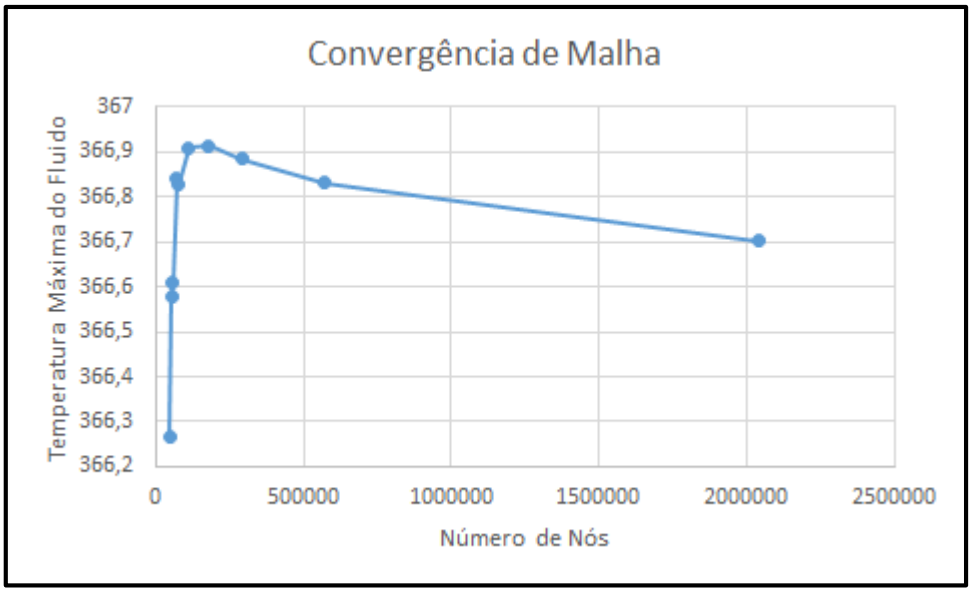

figura 51: Convergência de malha para temperatura máxima do fluido