



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

CAMPUS JOINVILLE

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA E CIÊNCIAS MECÂNICAS

EGEMAEL VIESSER

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DE DISPOSITIVOS TÉRMICOS PARA AMPLIAÇÃO  
ENERGÉTICA EM NANOSSATÉLITES**

Joinville

2023

Egemael Viesser

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DE DISPOSITIVOS TÉRMICOS PARA AMPLIAÇÃO  
ENERGÉTICA EM NANOSSATÉLITES**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação e  
Ciências Mecânicas da Universidade Federal de Santa  
Catarina para a obtenção do título de Mestre em  
Engenharia e Ciências Mecânicas  
Orientador: Prof. Kleber Vieira de Paiva. Dr.

Joinville

2023

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Viesser, Egemael

Análise experimental de dispositivos térmicos para  
ampliação energética em nanossatélites / Egemael Viesser ;  
orientador, Kleber Vieira de Paiva, 2023.  
125 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa  
Catarina, Campus Joinville, Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia e Ciências Mecânicas, Joinville, 2023.

Inclui referências.

1. Engenharia e Ciências Mecânicas. 2. Tubos de calor.  
3. Geradores termoelétricos. 4. Nanossatélites . I. Paiva,  
Kleber Vieira de. II. Universidade Federal de Santa  
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências  
Mecânicas. III. Título.

Egemael Viesser

**Análise Experimental de Dispositivos Térmicos Para Ampliação Energética em  
Nanossatélites**

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca  
examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof.<sup>a</sup> Talita Sauter Possamai, Dra.  
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Edegar Morsch Filho, Dr.  
Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”

Prof. Eduardo Augusto Bezerra, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi  
julgado adequado para obtenção do título de Mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas.

---

Coordenação do Programa de Pós-Graduação

---

Prof. Kleber Vieira de Paiva Dr.  
Orientador

Joinville, 2023.

## **AGRADECIMENTOS**

A minha família, pelo apoio incondicional nesse trabalho.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Kleber Vieira de Paiva, pela confiança, paciência e motivação na execução deste trabalho.

Aos colegas e amigos de laboratório: Cezar, Leonel, Giovani, Rodrigo e Vitor.

À CAPES a pelo incentivo à pesquisa no Brasil e pela concessão de bolsas de iniciação científica e mestrado.

À todas as pessoas que contribuíram direta ou indiretamente para a realização deste trabalho.

## RESUMO

A geração de energia elétrica é uma necessidade fundamental para todo tipo de veículo espacial, incluindo os nanossatélites. Atualmente, o principal componente utilizado para gerar energia elétrica nestes dispositivos é o painel solar. No entanto, devido à limitação de área para instalação e a baixa eficiência do painel solar, outras tecnologias podem ser empregadas para melhorar a capacidade de geração elétrica em nanossatélites. Este trabalho apresenta um estudo experimental com associações de dois dispositivos: os tubos de calor e geradores termoelétrico (*TEG*), para potencialização da geração de energia elétrica em nanossatélites. Propõe-se a avaliação do desempenho destes dispositivos para diferentes configurações de posicionamento e acoplamentos em um nanossatélite do padrão *Cubesat* 1U. Além disso, propõe o estudo de viabilidade do emprego de um tubo de calor cobre/água comercial para aplicação em nanossatélites. Em paralelo a este estudo, foi desenvolvida uma câmara vácuo térmica para emular as condições espaciais e qualificar experimentos construídos. Com os dados do perfil de irradiância solar do FloripaSat desenvolvido pela UFSC foi possível simular dentro de uma câmara vácuo térmica o comportamento de um painel solar, tubo de calor *TEG*. Como resultado, a associação do tubo de calor cobre/água a um painel solar aumentou a capacidade de geração elétrica em 23%. A relação energia gerada por massa para este caso foi de 10,05 mWh/g. Já a associação tubo de calor, *TEG* e painel solar não se mostrou promissora. O emprego do tubo de calor cobre/água adquirido mostrou-se viável para condições orbitais, mesmo operando em ambientes de temperaturas negativas, devido ao regime transiente e cargas térmicas impostas continuamente que acabam os tornando operacionais.

**Palavras-chave:** Tubos de calor, Geradores termoelétricos, Nanossatélites

## ABSTRACT

Electricity generation is a fundamental need for all types of space vehicles, including nanosatellites. Currently, the solar panel is the main component used to generate electricity in these devices. However, due to the limited area for installation and the low efficiency of the solar panel, other technologies can be used to improve the electricity generation capacity in nanosatellites. This work presents an experimental study with associations of two devices: heat pipes and thermoelectric generators (TEG), to enhance electricity generation in nanosatellites. It is proposed to evaluate the performance of these devices for different positioning configurations and couplings in a Cubesat 1U standard nanosatellite. In addition, it proposes the feasibility study of using a commercial copper/water heat pipe for application in nanosatellites. In parallel to this study, a vacuum chamber was developed to emulate the space conditions and qualify constructed experiments. With data from the solar irradiance profile of FloripaSat developed by UFSC, it was possible to simulate the behavior of a solar panel, TEG, and heat pipe inside a vacuum chamber. As a result, the association of the copper/water heat pipe to a solar panel increased the electrical generation capacity by 23%. The energy generated by mass ratio for this case 10,05 mWh/g. The combination of the heat pipe, TEG, and the solar panel was not promising. The use of the acquired copper/water heat pipe proved viable for orbital conditions, even in negative temperature environments, due to the transient regime and continuously imposed thermal loads that make them operational.

**Keywords:** Heat Pipes, Thermoelectric Generator, Nanosatellites.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Demanda energética por massa do satélite. ....	21
Figura 2 - Lançamentos de Nanossatélites desde 1998.....	21
Figura 3 - Nanossatélites Brasileiros.....	22
Figura 4 - Deposição dos subsistemas de um <i>Cubesat</i> dentro da estrutura.....	24
Figura 5 - P – V como função do módulo da temperatura .....	25
Figura 6 - Esquemático da célula solar ideal.....	26
Figura 7 - Parte externa do CP3 junho de 2007 (esq) e junho de 2008 (dir).....	28
Figura 8- Parte Externa SwissCube Dezembro 2009 (esq) Março 2011 (dir).....	28
Figura 9 - Concentração de elétrons em um material termoelétrico. ....	30
Figura 10 - Geração de calor aplicando corrente. ....	30
Figura 11 - Efeito Seebeck. ....	32
Figura 12 - Fluxos de calor no satélite. ....	34
Figura 13 - Órbita do <i>Cubesat</i> obtida pelo STK. ....	35
Figura 14 - Fenômeno da gota-seca (esq) molhabilidade (dir) .....	36
Figura 15 - Forças capilar.....	36
Figura 16 - Princípio de funcionamento tubos de calor. ....	37
Figura 17 - Balanço entre pressão capilar e tensões superficiais no líquido.....	38
Figura 18 - Geometria no poro. ....	39
Figura 19 - Interface entre líquido e vapor dentro do tubo em regime permanente...40	
Figura 20 – Nucleação da bolha. ....	45
Figura 21 - Região de operação do tubo de calor.....	46
Figura 22 - Número de Mérito. ....	48
Figura 23 – EES visão do usuário .....	54
Figura 24 - CAD com o tubo na estrutura 1U.....	56
Figura 25 - Foto do tubo usado nos experimentos (Reto e dobrado). ....	57
Figura 26 - Visão 2D do Tubo dobrado em U.....	58
Figura 27 - Tubo na balança.....	59
Figura 28 - TEG 241-1.0-1.2.....	60
Figura 29 - Painel Solar.....	61
Figura 30 - Esquemático do circuito de chaveamento .....	62
Figura 31 - Vácuo visão em corte do <i>CAD</i> .....	63
Figura 32 - CAD externo da Câmara Vácuo Térmica.....	63



Figura 33 – Câmara vácuo térmica após fabricação.....	64
Figura 34 - Cilindro de nitrogênio a (esquerda) e banho termostático (direita).....	64
Figura 35 - Resistência e casco interno da câmara vácuo térmica .....	65
Figura 36 - Bomba mecânica (A) e Bomba turbomolecular (B).....	65
Figura 37 - Sistema de Aquisição (esquerda) Fonte de alimentação(direita).....	66
Figura 38 - Conector DB15 (esquerda) e Conector Macho DB15 (direita).....	67
Figura 39 - Tela do Usuário no <i>Labview</i> .....	68
Figura 40 - Tela dos Blocos no comando <i>Labview</i> .....	68
Figura 41- Piranômetro e LED.....	69
Figura 42 - Modelo geométrico utilizado na simulação do perfil de irradiância .....	70
Figura 43 - Perfil de irradiância nas seis faces do satélite em uma órbita completa..	70
Figura 44 - Configuração tubo reto e resistência dentro da câmara vácuo térmica ...	71
Figura 45 - Posições dos termopares .....	72
Figura 46 - Modelo simplificado de secagem ( <i>dry-out</i> ).....	74
Figura 47 – Vista Superior da configuração painel, tubo e placa preta.....	76
Figura 48 - Experimento painel solar e tubo dentro da câmara vácuo térmica.....	77
Figura 49 - Montagem dentro da câmara vácuo térmica.....	77
Figura 50 - Vista superior do painel, TEG, tubo e placa preta.....	80
Figura 51 - Perfil de Irradiância gerado .....	84
Figura 52 - Perfil de temperatura da câmara com álcool na serpentina. ....	85
Figura 53 - Perfil de temperatura da câmara resfriado com nitrogênio líquido. ....	85
Figura 54 - Limites Operacionais do tubo de calor de 6mm de diâmetro .....	86
Figura 55 - Limites operacionais do tubo de 8mm de diâmetro.....	87
Figura 56 - Limites operacionais do tubo de 10mm de diâmetro.....	87
Figura 57 - Limite capilar em função do raio do poro .....	88
Figura 58 - Limite capilar em função da espessura do meio poro. ....	88
Figura 59 - Foto do tubo após o polimento .....	89
Figura 60 - Figura em zoom do meio poroso .....	89
Figura 61 - Potência de 2W na resistência .....	91
Figura 62 - Potência de 4W na resistência .....	91
Figura 63 - Potência de 6W na resistência. ....	92
Figura 64 - Resistência térmica para diferentes temperaturas de condensador.....	94
Figura 65 – Painel Solar sem o tubo de calor.....	95
Figura 66 - Painel Solar com tubo de calor.....	95

Figura 67 - Perfil de temperatura do painel com tubo (TP_1_CT) e sem tubo (TP1_ST). .....	97
Figura 68 - Perfil de temperatura do experimento completo durante 4 órbitas.....	98
Figura 69 - Perfil de temperatura na seção adiabática com casco a -110°C. ....	99
Figura 70 - Potência durante uma órbita casco (-10°C). ....	100
Figura 71 - Potência durante uma órbita casco (-90°C). ....	100
Figura 72 - Perfil de temperatura do painel com <i>TEG</i> sem tubo.....	102
Figura 73 - Perfil de temperatura do painel com <i>TEG</i> e tubo de calor.....	103
Figura 74 - Painel solar e <i>TEG</i> com e sem tubo.....	104
Figura 75 - <i>TEG</i> com e sem o tubo de calor. ....	105
Figura 76 - Bloco de “leituras” labview.....	120
Figura 77 – Bloco de “Conversão&Calculo” .....	120
Figura 78 – Bloco “Salva dados” .....	121
Figura 79 - Potência de 8W na resistência .....	123
Figura 80 - Potência de 10W na resistência .....	123
Figura 81 - Painel sem tubo regime permanente e casco a 5°C .....	124

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Gradiente de temperaturas subsistemas .....	29
Tabela 2 - Valores típicos de radiação em órbita baixa .....	34
Tabela 3 - Fluido e compatibilidade dos materiais.....	49
Tabela 4 - Normas testes espaciais.....	52
Tabela 5 - Parâmetros usados no modelo teórico.....	54
Tabela 6 - Dimensões do tubo de calor. ....	57
Tabela 7 - Propriedades do TEG 241-1.0-1.2. ....	60
Tabela 8 - Posições dos termopares .....	73
Tabela 9 – Posições dos Termopares .....	76
Tabela 10 - Montagens do painel para irradiância fixa .....	78
Tabela 11- Temperatura do casco interno constante em -15°C .....	79
Tabela 12 - Posições dos termopares Tubo+TEG.....	81
Tabela 13 - Calibração LED com piranômetro. ....	83
Tabela 14 – Massa dos componentes .....	90
Tabela 15 - Potências de descongelamento .....	93
Tabela 16 - Irradiância Constante e variando a temperatura do casco interno.....	96
Tabela 17 - Temperatura do Painel para casco interno em -15°C.....	96
Tabela 18 - Energia gerada na órbita.....	101
Tabela 19 - Energia em órbita TEG e Painel.....	105
Tabela 20 - Relação entre os componentes com o casco a (-10°C).....	106

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\phi$	Ângulo de inclinação do tubo	[°]
$\Delta p$	Gradiente de pressão	$[\frac{N}{m^2}]$
$\Delta p_l$	Gradiente de pressão do líquido	$[\frac{N}{m^2}]$
$\Delta p_v$	Gradiente de pressão do vapor	$[\frac{N}{m^2}]$
$\Delta p_g$	Gradiente de pressão gravitacional	$[\frac{N}{m^2}]$
$\Delta T_{crit}$	Temperatura crítica do fluido	[°K]
$\delta$	Espessura do meio poroso	[m]
$\delta_b$	Espessura da parede	[m]
$\dot{m}$	Fluxo de massa	$[\frac{kg}{s}]$
$\dot{Q}$	Taxa de calor	[W]
$\varepsilon$	Porosidade	[-]
$\mu$	Viscosidade	$[\frac{Pa}{s}]$
$\mu_l$	Viscosidade do líquido	$[\frac{Pa}{s}]$
$\mu_v$	Viscosidade do Vapor	$[\frac{Pa}{s}]$
$\rho$	Densidade	$[\frac{kg}{m^3}]$
$\sigma_l$	Tensão superficial do líquido	$[\frac{N}{m}]$
$\sigma_b$	Constante de Stefan-Boltzmann	$[\frac{kJ}{kg}]$
$\tau_l$	Tensão superficial do líquido	[Pa]
$\theta$	Ângulo de contato do líquido	[°]
$a$	Velocidade do som	$[\frac{m}{s}]$

$A_{hp}$	Área da seção transversal do cobre	[m <sup>2</sup> ]
$A_v$	Área da seção transversal do vapor	[m <sup>2</sup> ]
$A_w$	Área da seção transversal do meio poroso	[m <sup>2</sup> ]
$C_{ij}$	Capacidade Térmica	[ $\frac{W}{K}$ ]
$d$	Diâmetro	[m]
$d_h$	Diâmetro hidráulico	[m]
$f_d$	Fator de fricção de Darcy	[-]
$h_{iv}$	Calor latente de evaporação	[ $\frac{kJ}{kg}$ ]
$h_t$	Coefficiente de transferência de calor	[ $\frac{W}{m^2 K}$ ]
$k$	Condutividade térmica	[ $\frac{W}{mK}$ ]
$k_{eff}$	Condutividade térmica efetiva	[ $\frac{W}{mK}$ ]
$l$	Comprimento	[m]
$l_a$	Comprimento da seção adiabática	[m]
$l_c$	Comprimento da seção do condensador	[m]
$l_{eff}$	Comprimento efetivo	[m]
$l_e$	Comprimento da seção do evaporador	[m]
$p_c$	Pressão capilar	[N/m <sup>2</sup> ]
$r$	Raio de curvatura do menisco	[m]
$r_{h,l}$	Raio hidráulico do líquido	[m]
$r_{h,v}$	Raio hidráulico do vapor	[m]
$r_p$	Raio crítico do poro	[m]
$T_{sat}$	Temperatura de saturação	[K]
$T_v$	Temperatura do vapor	[K]
$T_w$	Temperatura da parede do tubo	[K]

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

COTS	-	Acrônimo das palavras em inglês Comercial Off The Shelf
CUBESAT	-	Acrônimo das palavras em inglês Cube e Satellite
EES	-	Engineering Equation Solver
LABVIEW	-	Acrônimo de Laboratory Virtual Instrumentation
NASA	-	National Aeronautics and Space Administration
PID	-	Controlador Proporcional Integral Derivativo
TEG	-	Gerador Termoelétrico
T2F	-	Thermal Fluid Flow
UFSC	-	Universidade Federal de Santa Catarina

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>18</b>
1.1	OBJETIVOS .....	19
<b>1.1.1</b>	<b>Objetivo Geral.....</b>	<b>19</b>
<b>1.1.2</b>	<b>Objetivos Específicos .....</b>	<b>19</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>20</b>
2.1	NANOSSATÉLITES - PADRÃO <i>CUBESAT</i> .....	20
2.2	SUBSISTEMAS DE UM NANOSSATÉLITE .....	23
<b>2.2.1</b>	<b>Subsistema de Energia Elétrica - Painéis Solares.....</b>	<b>24</b>
2.3	SUBSISTEMA DE CONTROLE TÉRMICO.....	27
<b>2.3.1</b>	<b>Fundamentação Teórica Geradores Termoeletricos.....</b>	<b>29</b>
2.3.1.1	<i>Efeito Seebeck.....</i>	31
2.3.1.2	<i>Aplicação de TEGs em nanossatélites.....</i>	32
<b>2.3.2</b>	<b>Mecanismos de Transferências de Calor.....</b>	<b>33</b>
2.3.2.1	<i>Comportamento térmico em órbita baixa.....</i>	33
<b>2.3.3</b>	<b>Tubos de Calor.....</b>	<b>35</b>
2.3.3.1	<i>Fundamentação teórica.....</i>	35
2.3.3.2	<i>Limite Capilar.....</i>	38
2.3.3.3	<i>Perda de carga do líquido.....</i>	41
2.3.3.4	<i>Perda de carga do vapor.....</i>	42
2.3.3.5	<i>Perda de carga gravitacional.....</i>	43
2.3.3.6	<i>Limites operacionais.....</i>	43
2.3.3.7	<i>Fluido de trabalho para tubos de calor.....</i>	47
2.3.3.8	<i>Regime transiente e ponto de congelamento.....</i>	48
2.3.3.9	<i>Material do tubo e meio poroso.....</i>	49
2.3.3.10	<i>Tubos de calor aplicados à nanossatélites.....</i>	50
2.4	TESTES DE QUALIFICAÇÃO E ACEITAÇÃO .....	51
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>53</b>

3.1	ANÁLISE TEÓRICA .....	53
<b>3.1.1</b>	<b>Modelo de limites operacionais .....</b>	<b>53</b>
3.2	ANÁLISE EXPERIMENTAL .....	55
<b>3.2.1</b>	<b>Características tubo de calor .....</b>	<b>55</b>
3.2.1.1	<i>Determinação das propriedades da estrutura porosa do tubo de calor .....</i>	58
<b>3.2.2</b>	<b>Características – TEG .....</b>	<b>59</b>
<b>3.2.3</b>	<b>Características – Painel Solar .....</b>	<b>61</b>
<b>3.2.4</b>	<b>Câmara Vácuo Térmica .....</b>	<b>62</b>
3.2.4.1	<i>Feedthroughs .....</i>	66
3.2.4.2	<i>Controle via Labview.....</i>	67
3.2.4.3	<i>LEDs .....</i>	69
<b>3.2.5</b>	<b>Perfis de temperaturas .....</b>	<b>69</b>
<b>3.2.6</b>	<b>Configurações de testes .....</b>	<b>71</b>
3.2.6.1	<i>Tubo de calor cobre/água – Limite de congelamento .....</i>	71
3.2.6.2	<i>Tubo de calor cobre/água - teste de Secagem .....</i>	73
3.2.6.3	<i>Configuração 1 – Painel solar e tubo de calor .....</i>	75
3.2.6.4	<i>Configuração 2 – Painel, tubo de calor dobrado e TEG .....</i>	80
<b>3.2.7</b>	<b>Análise das Incertezas Experimentais .....</b>	<b>82</b>
<b>4</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>83</b>
4.1	CARACTERIZAÇÃO DO PERFIL DE IRRADIÂNCIA DO LED .....	83
4.2	CARACTERIZAÇÃO DA CÂMARA VÁCUO TÉRMICA .....	84
4.3	RESULTADOS – MODELO TEÓRICO.....	85
4.4	RESULTADO DA METALOGRAFIA .....	89
4.5	RESULTADOS – TUBO DE CALOR - PONTO DE CONGELAMENTO .....	90
4.6	RESULTADOS –TUBO DE CALOR - SECAGEM.....	93
4.7	RESULTADOS – CONFIGURAÇÃO 1 - PAINEL SOLAR E TUBO DE CALOR	94
<b>4.7.1</b>	<b>Regime Permanente.....</b>	<b>94</b>



4.7.2	Regime Transiente.....	96
4.7.3	Energia gerada pelo painel solar em regime transiente.....	99
4.8	RESULTADOS – CONFIGURAÇÃO 2 - PAINEL SOLAR, TUBO DE CALOR E TEG	101
4.8.1	Perfil de temperatura em regime transiente .....	101
4.8.2	Energia gerada em regime transiente do acoplamento painel, TEG e tubo	103
5	CONCLUSÕES.....	107
5.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	108
<b>APÊNDICE A - EQUAÇÃO HAGEN-POISEUILLE PARA ESCOAMENTO LAMINAR.....</b>		
		114
<b>APÊNDICE B - DATASHEET DA CÉLULA SOLAR .....</b>		
		117
<b>APÊNDICE C - DATASHEET PIRANOMETRO CMP 21 .....</b>		
		118
<b>APÊNDICE D - LABVIEW.....</b>		
		119
<b>APÊNDICE E - ANÁLISE DE INCERTEZAS.....</b>		
		122
<b>APÊNDICE F - GRÁFICO PONTO DE CONGELAMENTO .....</b>		
		123
<b>APÊNDICE G - GRÁFICOS PAINEL COM TUBO DOBRADO.....</b>		
		124
<b>APÊNDICE H – DATASHEET TUBO DE CALOR BOYD.....</b>		
		125

## 1 INTRODUÇÃO

Como nos satélites convencionais, um dos maiores desafios em nanossatélites é a geração de energia quando em órbita. A pequena área disponível de painéis solares e restrições quanto a massa e volume, faz a geração de energia elétrica ser um dos gargalos na utilização desses dispositivos.

Os satélites devem ter fontes de energia confiáveis de longa duração para garantir o funcionamento de todos os sistemas elétricos e eletrônicos. Para nanossatélites, os dispositivos mais comuns usados para geração de energia são células solares ou painéis fotovoltaicos, principalmente devido as limitações de tamanho e massa. Segundo (JUSTIN A, 2018), um *Cubesat* (1U) em órbita baixa (500 km de altitude) com inclinação de 61° pode gerar cerca de 500 mWh em uma face do painel, durante um período de órbita.

O objetivo de um painel solar é gerar energia através de diversas células fotovoltaicas, convertendo energia solar em elétrica. A principal característica do painel é a eficiência dessa conversão (MOHARRAM ET AL.,2013). Painéis solares espaciais comerciais conseguem atingir 30% dessa taxa de conversão, desperdiçando os outros 70% em energia térmica e irradiação para o ambiente (GOMSPACE,2021). Parte dessa energia térmica é absorvida pelo painel, aumentando a temperatura do mesmo. Devido a esse fato, a eficiência do painel diminui, prejudicando ainda mais a geração de energia através das células fotovoltaicas (A. AKBARZADEH e T.WADOWSKI,1996).

Com o intuito de aumentar o ganho energético em um nanossatélite, transformando parte da energia (70%) que é perdida para o meio e ao mesmo tempo diminuir a temperatura do painel fotovoltaico, este estudo é proposto. Para atingir este objetivo serão avaliadas duas tecnologias: tubos de calor (*Heat Pipes*) e os geradores termoelétricos (*TEG – Thermal Electric Generator*).

Os tubos de calor são dispositivos bifásicos para controle térmico que possuem uma elevada capacidade de transporte de calor. Em Terra, tubos de calor feitos de cobre e água são usados frequentemente por serem de baixo custo e terem sua confiabilidade comprovada. Tais tipos de tubos são empregados massivamente no controle térmico de *notebooks*. Entretanto, em satélites, devido a baixas temperaturas, o uso de tubos de calor com água não é difundido. Esse estudo tem como objetivo mostrar que os tubos de calor com água, mesmo operando em ambientes de temperaturas negativas, devido ao regime transiente e cargas térmicas impostas continuamente acabam se tornando operacionais. Os tubos de calor ajudam a diminuir a

temperatura do painel como será mostrado nesse estudo, porém aplicando essa tecnologia juntamente com os *TEGs* pode ser uma opção a mais para aumentar a energia disponível, entretanto não se mostrou factível no projeto. Os satélites de grande porte não necessitam tanto dessa tecnologia, pois conseguem aumentar a área de painéis solares se for necessário, entretanto em satélites pequenos essa possibilidade é possível porém, o estudo de melhoramento da eficiência é válido.

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo do presente trabalho é analisar experimentalmente a viabilidade térmica do emprego de tubos de calor comerciais (cobre e água) associados a geradores termoelétricos para ampliação da geração de energia elétrica em nanosatélites.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

- Realizar a caracterização da vácuo térmica;
- Determinar os limites operacionais dos tubos de calor comerciais adquiridos, tais como a máxima capacidade de transporte de calor em função da temperatura de operação;
- Mostrar o comportamento de tubos comerciais (*COTS*) e se os mesmos atendem as demandas de energia necessárias para o controle térmico do satélite;
- Determinar a taxa de calor mínima para o tubo de calor começar a ser operacional;
- Verificar a possibilidade de acoplar tubos de calor e geradores termoelétricos juntos e analisar sua geração de energia durante uma órbita completa;
- Mostrar a viabilidade e a relação ganho de energia por peso adicional aplicando essas tecnologias.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

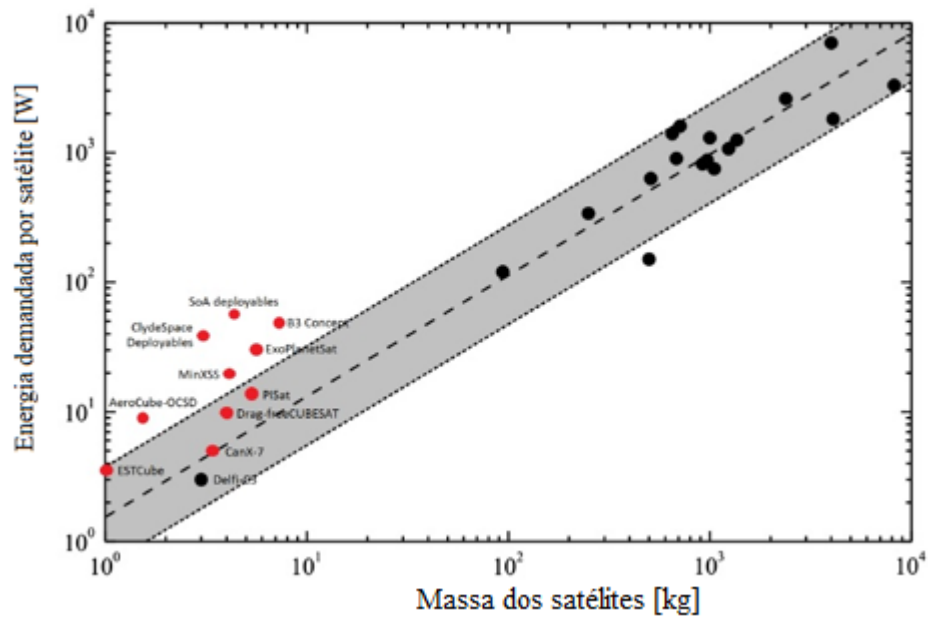
Nas últimas duas décadas o mercado de satélites de pequeno porte tem aumentado significativamente, fazendo com que universidades e centros de pesquisas direcionem suas pesquisas para essas áreas afins. Com isso, a demanda por novas tecnologias que aumentem seu desempenho e minimizem os custos é grande. Seguindo esse viés, os desafios para aumentar a capacidade de geração de energia em um nanossatélite são frequentes, devido a sua estrutura pequena e a capacidade de absorver energia solar limitada.

### 2.1 NANOSSATÉLITES - PADRÃO *CUBESAT*

A evolução dos nanossatélites na última década começou com a introdução do padrão *Cubesat* (TWIGGS, 2000). Esse padrão, foi inicialmente concebido como uma proposta educacional e de baixo custo para empresas e universidades, que rapidamente foi sendo adotada, gerando um aumento significativo nos lançamentos (SWARTWOUT, 2013). Essa tendência fez com que a busca por miniaturização dos componentes e subsistemas de nanossatélites caminhassem junto com a evolução da eficiência dos mesmos (JANSON S., 2011). Atualmente, a plataforma *Cubesat* superou seu propósito original e está lentamente conquistando seu espaço no mercado satelital. Seu potencial vem sendo reconhecido pela indústria e a demanda por mais lançamentos aumenta a cada ano. A miniaturização dos componentes eletrônicos foi uma das razões desse sucesso, entretanto isso leva ao aumento da demanda energética. Segundo Brouwer (2015), o nível de potência energética exigida pelos *Cubesats* está aumentando rapidamente, e essa tendência não acompanha o aumento de massa como é mostrado na Figura 1. Nela os pontos vermelhos representam a demanda energética de satélites até 12U. Os demais pontos são os satélites tradicionais. É possível notar que satélites menores tem demandado uma quantidade de energia alta com relação a sua massa. Isso se deve a otimização dos componentes eletrônicos e suas tecnologias.

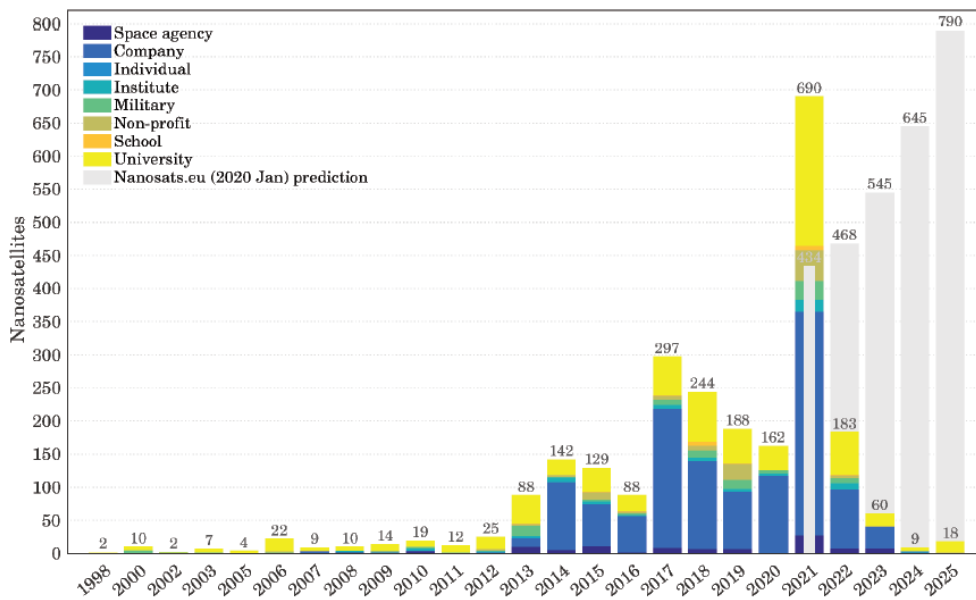
O padrão *Cubesat* é uma realidade para várias universidades e indústrias que tem pesquisas ou interesse na área espacial, como mostra a Figura 2. Nela, pode-se verificar um crescimento dos números de lançamentos previstos para os próximos quatro anos. Até o ano 2000, houve aproximadamente 12 lançamentos, já em 2021, 690 lançamentos. Para 2025, estima-se que ocorra mais de 700, desses cerca de 49% são de instituições privadas, 32% de universidades, 5% de agências espaciais, 4% de missões militares Kulu (2020)

Figura 1 – Demanda energética por massa do satélite.



Fonte: Brouwer (2015).

Figura 2 - Lançamentos de Nanosatélites desde 1998



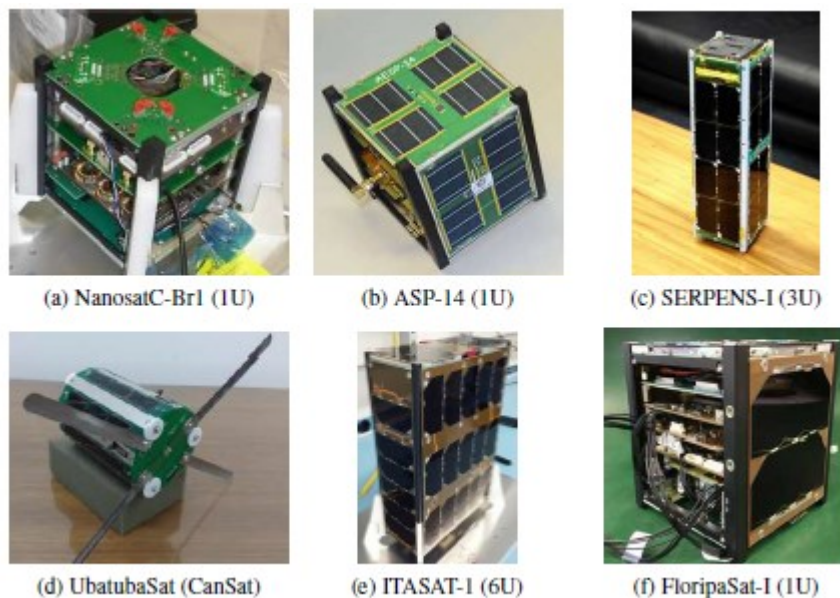
Fonte: Kulu (2020).

Um exemplo de sucesso no uso de *Cubesats* foi “*The tropics Cubesats*”, uma missão de um *Cubesat* 3U, onde foi colocado um radiômetro de micro-ondas. A missão foi projetada

para analisar furacões que possam se formar na costa americana, o lançamento foi dia 12 de junho de 2021 do Cabo Canaveral, FL, USA.(NASA, 2022).

O Brasil está inserido nesse nicho tecnológico, com missões de nanossatélites desde 2014 (SOUZA et al., 2020). O primeiro *Cubesat* Brasileiro foi lançado em 2014, chamado NanosatC-Br1. Foi um projeto conjunto entre o INPE (Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais) e UFSM (Universidade Federal de Santa Maria). O segundo foi AESP-14, colocado em órbita em 2015, e desenvolvido pelo ITA (Instituto Tecnológico de Aeronáutica) e INPE. Em 2015, o *Cubesat* SERPENS-1 (Sistema Espacial para Realização de Pesquisa e Experimentos com Nano Satélites) entrou em órbita e iniciou suas operações. Liderado pela UNB (Universidade de Brasília) e tendo com participantes as universidades com o curso de graduação em engenharia aeroespacial (UFSC, UFSM, UFABC, UFMG). Em 2016 ocorreu o lançamento do UbatubaSat, um nanossatélite da categoria *CanSat*, desenvolvido pela escola pública de Ubatuba-SP, com o suporte do INPE. O ITASAT-1 também foi outro projeto realizado pelo ITA e lançado em 2018, finalmente em 2019 foi lançado pela UFSC (Universidade Federal de Santa Catarina) o FloripaSat-1 (SOUZA et al.,2020). Na Figura 3 é mostrado cada um desses projetos citados anteriormente.

Figura 3 - Nanossatélites Brasileiros



Fonte: Adaptado de Morsch (2021).

## 2.2 SUBSISTEMAS DE UM NANOSSATÉLITE

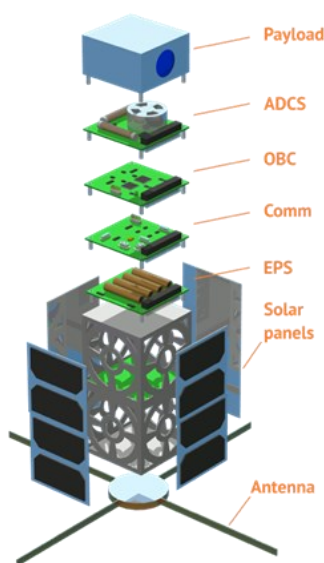
O ambiente espacial é um dos ambientes mais hostis já conhecidos pelo homem, isso faz com que o projeto e lançamento de satélites se tornem tarefas de grande complexidade, pois a plataforma satelital deve suportar níveis altíssimos de radiação, enormes variações de temperatura, intensas vibrações durante o lançamento, e além disso tudo, deve funcionar de forma harmônica e sem falhas.

O segmento espacial é dividido em três grandes áreas, o espacial (satélite), o segmento terrestre e o de lançamento. O objetivo do segmento espacial é operar em órbita e coletar os dados. O segmento de lançamento e terrestre são responsáveis por colocar o satélite em órbita, e conectá-lo a estação terrestre, fazendo com que o mesmo possa se comunicar com a terra (FORTESCUE; SWSINERD; STARK, 2011). Assim como para os satélites convencionais, com o intuito de facilitar o desenvolvimento dessas máquinas complexas, os nanosatélites são divididos em subsistemas, onde cada um é responsável por executar uma atividade vital para o funcionamento do satélite. Inicialmente cada subsistema é de certa maneira, tratado de forma individual, considerando requisitos globais de projeto que levam em consideração entradas e saídas esperadas para o sistema em específico, porém, inevitavelmente, existe a necessidade de que todos estes subsistemas sejam integrados e testados em conjunto. Os principais subsistemas que constituem um nanosatélite são:

- Subsistema de comando e tratamento de dados (*Onboard Command & Data Handling - OBDH*);
- Subsistema de telemetria, rastreamento e telecomando (*Telemetry, Tracking & Command - TT&C*);
- Subsistema de energia elétrica (*Electrical Power System - EPS*);
- Subsistema estrutural mecânico (*Mechanical Structure System - MSS*);
- Subsistema de determinação e controle de atitude (*Attitude Determination & Control System - ADCS*);
- Subsistema de carga útil (*Payload System - PS*).
- Subsistema de controle térmico (*Thermal Control System - TCS*)

A Figura 4 ilustra a vista explodida de um *Cubesat*, mostrando como cada subsistema pode ser disposto dentro da estrutura do satélite, enfatizando a integração de todos os sistemas e a otimização de espaço necessário para reduzir volume e peso. Neste trabalho, o subsistema de estudo é o de controle térmico, que está relacionado direta ou indiretamente aos demais subsistemas.

Figura 4 - Deposição dos subsistemas de um *Cubesat* dentro da estrutura.



Fonte: Autor Desconhecido.

### 2.2.1 Subsistema de Energia Elétrica - Painéis Solares

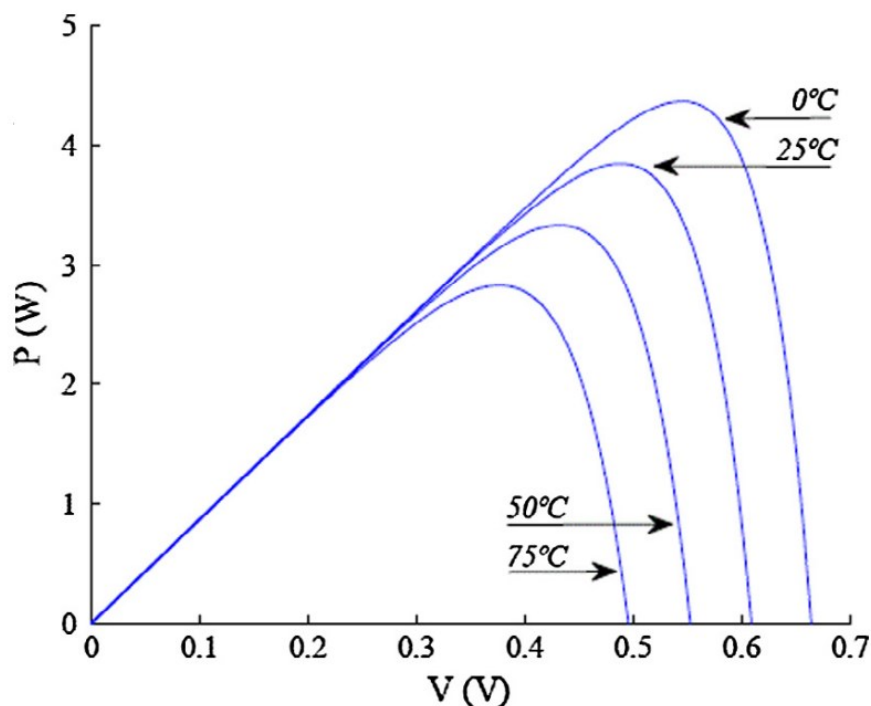
Os satélites necessitam de fontes de energia confiáveis e de vida longa, para garantir que todos os sistemas e subsistemas estejam aptos e funcionais. A maioria dos satélites empregam células solares como fonte de energia primária para alimentar seus dispositivos internos. Um painel de células solares é um arranjo de matrizes de células fotovoltaicas projetadas para gerar eletricidade quando expostas diretamente a luz solar. Uma vez que a eficiência da conversão solar das células depende da temperatura e da intensidade da luz, um projeto térmico cuidadoso pode levar a melhorias na performance da matriz solar.

O principal parâmetro é sua conversão, que é a quantidade de radiação solar transformada em energia elétrica. Segundo *Gomspace* (2017), essa eficiência é de 30% em células do tipo (GaInP/GaAs). Logo, 70% da energia solar não é convertida em energia elétrica, perdendo uma parte por irradiação para o ambiente e outra parte por condução pela estrutura.



Como mostrado Figura 5 a eficiência do painel solar é afetada negativamente pelo aumento da temperatura. Um dos principais obstáculos do funcionamento dos painéis fotovoltaicos é o superaquecimento, devido a radiação solar excessiva e altas temperaturas em sua superfície. O superaquecimento reduz a eficiência dos painéis drasticamente (AKBARZADEH A; WADOWSKI, 1996). As curvas de potência em função da tensão gerada (P-V), considerando uma faixa de temperatura do painel solar entre 0°C e 75°C são mostradas na abaixo.

Figura 5 - P – V como função do módulo da temperatura



Fonte: K.A. Moharram et al (2013).

A característica P-V de uma célula fotovoltaica é a relação entre a saída de potência elétrica, P (W), da célula solar e a tensão de saída (V), enquanto a irradiância solar e o gradiente da temperatura T, são mantidas constantes. Pela Figura 5 pode-se concluir que a potência máxima das células solares diminui à medida que a temperatura aumenta. De acordo com Popovici (2016), a cada grau Celsius que a temperatura do painel é reduzida a potência aumenta em 0,45%.

A eficiência das células solares é baixa, entretanto com o auxílio de equipamentos que possam diminuir a temperatura superficial, a capacidade de geração de energia pode aumentar significativamente. Existem fatores que contribuem para seu baixo rendimento. Tais como

ângulo de inclinação, irradiância e temperatura. Um dos mais comuns é o aumento de temperatura (SALEEM A., MEHMOOD K., RASHID F., 2016.)

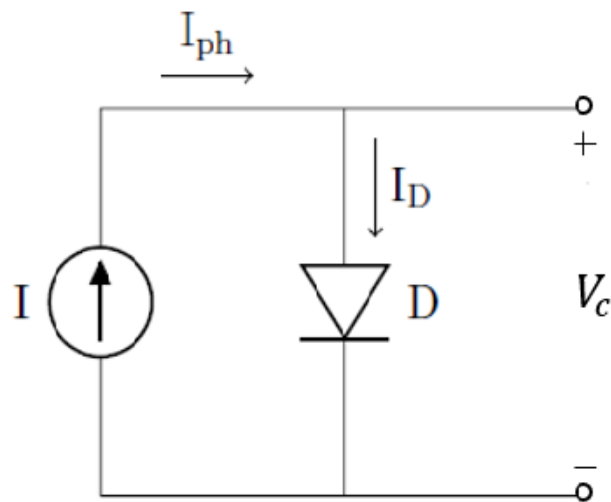
Segundo Moharram (2013), as células solares feitas com *Crystalline Silicon* correspondem a 90 % da produção mundial. Este material consegue converter cerca de 15% da irradiação solar em energia elétrica, sendo o restante transformado em energia térmica. Tal material é usado em painéis solares para uso terrestre.

O painel solar idealmente pode ser definido como um diodo ( $D$ ) em paralelo com uma fonte de corrente ( $I$ ), como mostrado na Figura 6. No caso ideal  $I_{ph} = I_D$ , sendo  $I_{ph}$  dado pelo datasheet do fabricante seguindo a Equação (1).

$$I_{ph} = \frac{E}{E_0} [I_{sc} + \Delta I_{sc} (T_c - T_0)] \quad (1)$$

onde  $I_{sc}$  é a corrente de curto circuito,  $E_0$  é a irradiância solar padrão ( $1000 \text{ W/m}^2$ ) medido quando  $I_{sc}$  é obtido a uma temperatura  $T_0$  ( $25^\circ\text{C}$ ).  $\Delta I_{sc}$  é o coeficiente que expressa a variação de  $I_{sc}$  com a temperatura e  $E$ , a irradiância obtida. Todos esses parâmetros são dados pelo fabricante do painel solar.

Figura 6 - Esquemático da célula solar ideal.



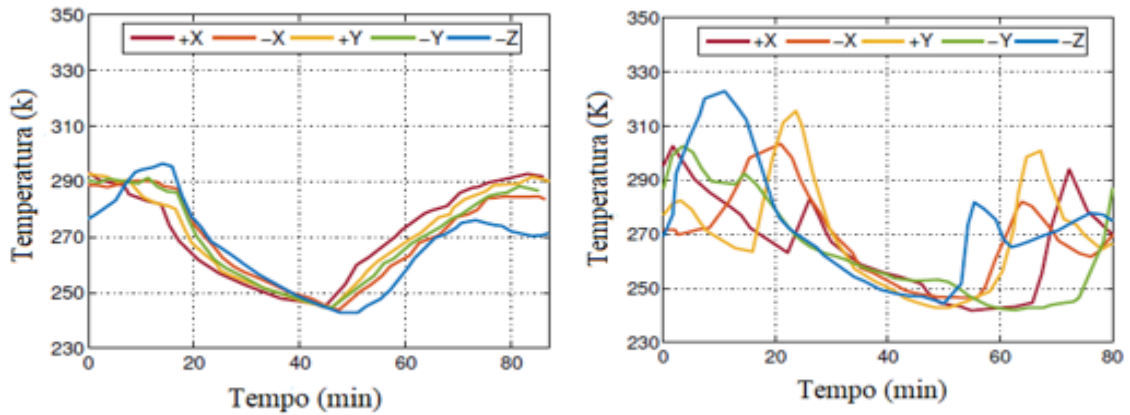
Fonte: Autor (2022).

### 2.3 SUBSISTEMA DE CONTROLE TÉRMICO

Uma parte crítica no satélite é o subsistema de controle térmico. Ele é responsável por manter todas as partes internas do satélite dentro de faixas de temperatura estabelecidas no projeto (GILMORE; DONABEDIAN, 2020). Os nanossatélites, em sua grande maioria, estão posicionados em órbita LEO (*Low Earth Orbit*). Alguns exemplos de temperatura em órbita são mostrados nas Figura 7 e Figura 8. É possível observar um comportamento oscilatório da temperatura durante uma órbita de 90 min, aproximadamente. Destes, cerca de 35 min eles estão sob o eclipse da Terra, ou seja, a Terra fica entre o satélite e o Sol. Nesse período é possível observar uma diminuição em todos os perfis de temperatura. Essas figuras também mostram um comportamento transiente na temperatura para o mesmo satélite ao longo da órbita.

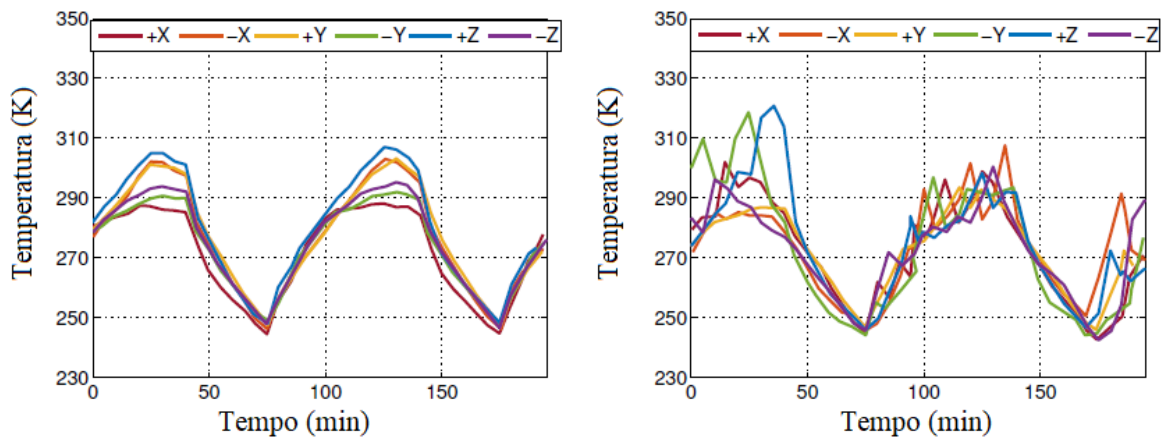
Lançado em 2007, o *CubeSat* CP3 encontra-se em uma órbita sol-síncrona, com altitude de 700 km. É possível observar que no início as diferenças de temperatura são pequenas, e com o passar do tempo elas tendem a aumentar. O *Cubesat* CP3 apresentou um pico menor que 300 K no início da missão e após 12 meses um pico de 320 K (ver Figura 7). Outro caso similar de variação de temperatura orbital é do *Cubesat* SwissCube. Sua temperatura aumenta cerca de 15K após 15 meses. Em ambos os casos essa diferença de gradiente é explicada devido ao fato de receber diferentes fluxos de irradiação, por exemplo na Figura 7 (esquerda) o satélite estava girando a cerca de 600°/s, enquanto na Figura 7 (direita) ele girava menos de 5°/s, isso gera uma diferença do gradiente de irradiação durante a órbita.

Figura 7 - Parte externa do CP3 junho de 2007 (esq) e junho de 2008 (dir)



Fonte: Kramer (2019).

Figura 8- Parte Externa SwissCube Dezembro 2009 (esq) Março 2011 (dir).



Fonte: Kramer (2019).

Na Tabela 1 é mostrado as faixas de temperatura recomendado para os subsistemas do nanossatélite FloripaSat-1, essas temperaturas devem ser respeitadas, pois são o ponto onde os equipamentos terão melhores rendimentos. (DEHBONEI;LEE;NEHRIR,2009;CHIN et al.,2018: QIAO; RIZOS;DEMPSTER,2013).

Tabela 1 - Gradiente de temperaturas subsistemas

Component	Temperature range [K]
Antenna	233 to 358
Structure	233 to 353
On-Board Computer	233 to 358
Payload	233 to 358
Battery (charge)	268 to 318
Battery (discharge)	253 to 333
Electric Power System	233 to 358
Solar panel	233 to 358

Fonte: SpaceLab (2017).

A seguir será abordado alguns conceitos fundamentais sobre geradores termoelétricos e suas limitações.

### 2.3.1 Fundamentação Teórica Geradores Termoelétricos

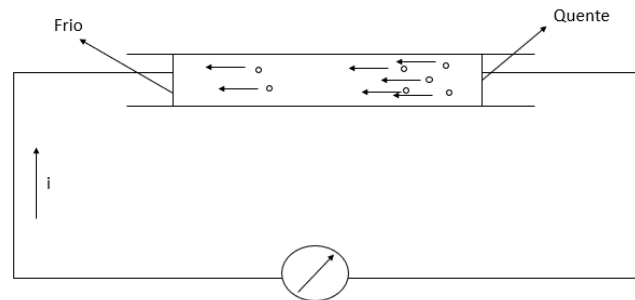
Após uma busca na literatura de tecnologias que poderiam ser aplicadas a geração de energia em nanossatélites, foi encontrado materiais como os dispositivos termoelétricos. Eles são componentes que utilizam efeitos físicos e transformam parte da energia térmica em elétrica. Como cerca de 70% da energia irradiante solar que atinge o painel solar acaba se transformando em energia térmica, a utilização desses dispositivos se torna factível.

As vantagens desses dispositivos estão relacionadas a sua simplicidade, são compactos, possuem grande confiabilidade, pequenas massa e dimensões. Uma de suas limitações é o baixo rendimento térmico cerca de 1/6 do ciclo de Carnot. (ISMAIL; AHMED, 2009). Nessa seção serão abordados alguns tópicos sobre o funcionamento dos dispositivos termoelétricos.

Os efeitos da termoelectricidade foram melhor compreendidos no final do século 19 com a descoberta do elétron. Hoje sabe-se que a energia solar, um campo elétrico ou energia térmica podem liberar alguns elétrons da sua ligação atômica mesmo em temperatura ambiente, esse efeito ocorre, pois, alguns elétrons se deslocam da banda de valência para a banda de condução, onde os elétrons são livres para se mover, (LEE, 2017). Um efeito bem comum desse princípio no nosso dia a dia é a energia eletrostática.

Quando uma diferença de temperatura é aplicada através de um condutor, a região quente produz mais elétrons que a região fria.

Figura 9 - Concentração de elétrons em um material termoelétrico.

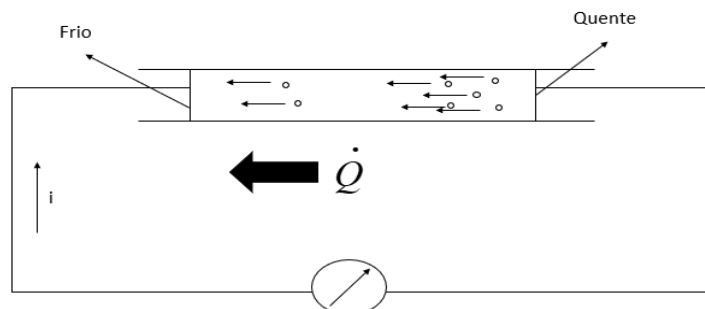


Fonte: Lee (2017).

Na região quente, os elétrons e lacunas, ambos portadores de carga, se difundem de forma espontânea do lado quente em direção ao lado frio. De fato, no lado quente existe um acúmulo de elétrons livres e por causa desse arranjo de elétrons no condutor, um campo elétrico é criado. Esse campo desloca os elétrons livres acumulados do local quente para o local frio. Esse efeito ocorre devido as Forças de Coloumb. Finalmente uma força eletromotriz se estabelece de forma que uma corrente elétrica flui no sentido contrário ao gradiente de temperatura, (LEE, 2017).

O inverso também é verdadeiro, se uma corrente é aplicada a um condutor, os elétrons se movem através do condutor e geram energia térmica, criando nos extremos do condutor uma região de temperatura alta e baixa, conforme . Com isso o calor é transferido do local quente para o frio (LEE, 2017).

Figura 10 - Geração de calor aplicando corrente.



Fonte: Autor (2022).

### 2.3.1.1 Efeito Seebeck

Seja dois condutores de materiais diferentes A e B conectados formando um circuito fechado, como mostra a . Quando um dos lados é aquecido cria-se uma diferença de temperatura entre eles gerando-se um fluxo de elétrons. Esse efeito é chamado de efeito Seebeck, e acontece devido ao surgimento de um potencial elétrico quando pares térmicos são submetidos a uma diferença de temperatura. O efeito Seebeck forma a base da geração de energia termoelétrica, pois absorve calor na junção aquecida, rejeita na fria e a diferença entre essas quantidades resulta no trabalho líquido produzido.

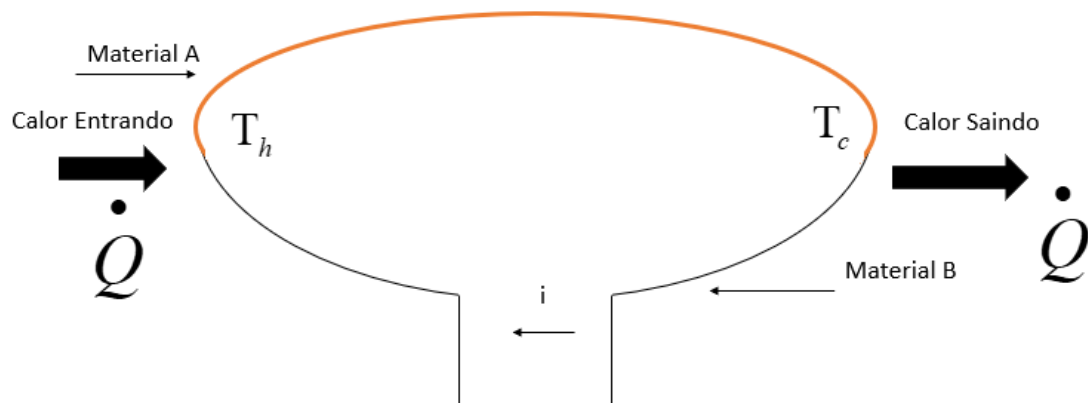
Os efeitos Seebeck e Peltier ocorrem na junção de dois condutores diferentes, o que levou a especulações quanto ao fenômeno ocorrer na interface da união, porém eles dependem das propriedades dos materiais envolvidos. As explicações atuais apontam que o aquecimento na união impele os elétrons do material com nível de energia mais baixo, para o material com nível de energia mais alto, gerando uma força eletromotriz. Além de geração de energia elétrica, este fenômeno é utilizado em medições de temperatura como no caso dos “termopares”. O coeficiente de *Seebeck* diferencial,  $\alpha$  , é definido como a razão entre a tensão elétrica e a variação de temperatura, conforme Equação , (GOLDSMID, 2009).

$$\alpha = \frac{\Delta V}{\Delta T} \quad (2)$$

onde V é a tensão elétrica em [V] volts, T a temperatura em Kelvin [K] e  $\alpha$  em [V/K]. Se isolarmos a tensão na equação acima tem-se a Equação , que representa a tensão em função da variação da temperatura.

$$V = \alpha \Delta T \quad (3)$$

Figura 11 - Efeito Seebeck.



Fonte: Autor (2022).

Na é possível visualizar os efeitos térmicos e elétricos juntos. Uma corrente elétrica circula na direção do material **A**, fazendo com que na junção dos dois tenhamos a  $T_h$  e a  $T_c$  na junção do material **B** com **A**. O coeficiente Seebeck é uma propriedade intrínseca dos materiais, é também chamado de poder termoelétrico, (MORELLI, 1997). Sendo assim, pode-se interpretar o coeficiente *Seebeck* como “a diferença do poder termoelétrico dos dois materiais”. Normalmente o coeficiente *Seebeck* é medido em  $\frac{\mu V}{K}$ , em metais esses valores costumam chegar na ordem de  $10 \frac{\mu V}{K}$ , já em semicondutores  $200-300 \frac{\mu V}{K}$ , (ROSA, 2005).

### 2.3.1.2 Aplicação de TEGs em nanossatélites

O emprego de *TEGs* em aplicações espaciais remete a década de 1970 pela *NASA* (*National Aeronautics and Space Agency*) nas missões *Voyager 1 e 2*. O dispositivo consistia em um gerador termoelétrico com um reator nuclear como fonte de calor, ao invés de painéis solares. A *NASA* também usou essa tecnologia em outras missões, como *Pioneer 10 e 11*, *Galileo*, *Cassini*, *Ulyssis*, *New Horizons*, *Landers Viking I e II*, satélite meteorológico *Nimbus III* (ROWE D.M.,1991; CAILAT T., et al., 2006).

Os *TEGs* estão sendo usados para diversas aplicações dentre elas, a indústria automotiva para economia de combustível (MASSAGUER A., 2018), dispositivos para transformar a energia térmica do corpo humano em elétrica (YANG Y., et al., 2018), e para



alimentar sensores sem fio (IEZZI B., 2017). No entanto, não são muitos os trabalhos que realmente tratam do uso de *TEGs* em nanossatélites. O trabalho desenvolvido por (VON LUKOWICZ M., et al, 2015) foi analisar a viabilidade do uso de dispositivos termoelétricos para fornecer energia a um sistema detector de detritos em um nanossatélite. O trabalho desenvolvido por (OSTRUFKA A.L.A., et al., 2019), consiste na validação experimental e laboratorial do desempenho do *TEG*. Juntamente com a simulação numérica de variações de temperaturas nas superfícies externas do nanossatélite, durante uma órbita baixa (61° de inclinação 450 Km). O resultado mostrou a viabilidade teórica e experimental do uso de *TEGs* em nanossatélites.

### 2.3.2 Mecanismos de Transferências de Calor

Para analisar o comportamento térmico de um nanossatélite em órbita é necessário revisarmos alguns conceitos de transferência de calor, e a influência do mesmo no perfil de temperatura durante a órbita.

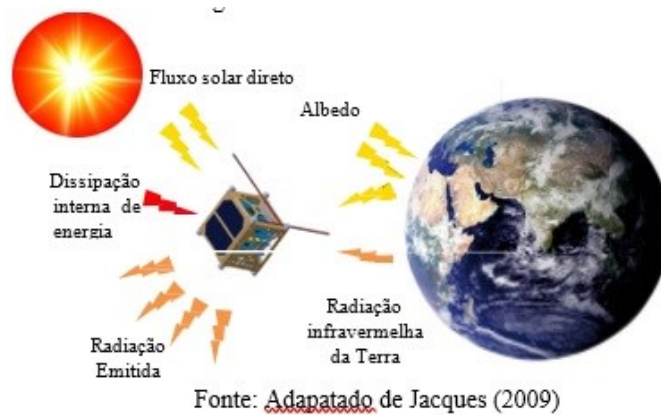
#### 2.3.2.1 Comportamento térmico em órbita baixa

Os fenômenos térmicos aplicados no espaço são os mesmos usados em Terra. Como foi citado anteriormente, dentro de um satélite, o principal mecanismo de transferência de calor é a condução e a radiação.

A irradiância solar é a mais importante, pois é a maior fonte energética para satélites que orbitam a terra. Sendo a distância entre o Sol e a Terra grande, os raios solares podem ser considerados paralelos quando em contato com o nanossatélite. Os valores padrão de fluxo de radiação solar a uma distância de 1 UA (*unidade astronômica*) é  $G_{sol} = 1367W / m^2$ , equivalente a emissão de um corpo negro a 5500°C (GILMORE; DONABEDIAN, 2002).

A segunda fonte de irradiação para os painéis fotovoltaicos do nanossatélite é consequência da reflexão dos raios solares na Terra, chamado de albedo. Não existe um único modelo válido para aplicação em satélites, pois depende de diversos parâmetros como. nível de nuvens, e condições de superfície (BERG et al., 2020; CUI; MITOMI; TAKAMURA, 2009). A outra fonte de irradiância é a infravermelha emitida pela Terra, normalmente é considerada neutra para geração de energia, pois é muito maior que o comprimento de onda solar (>4µm). Se tornando desprezível em comparação com a irradiação solar.

Figura 12 - Fluxos de calor no satélite.



Os valores típicos da taxa de radiação em órbita baixa são apresentados na Tabela 2, nela podemos ver três fontes de radiação que atingem o satélite, sendo a solar predominante (WERTZ D. F., 2011).

Tabela 2 - Valores típicos de radiação em órbita baixa

Fonte de calor	Fluxo em [W/m <sup>2</sup> ]
Radiação solar direta	1367
Albedo	410
Infravermelho da terra	237

Fonte: Wertz D. F. (2011).

Segundo Morsch et al (2017), o comportamento térmico do satélite depende da sua altitude e órbita, e destaca que o período em que o satélite fica sob a sombra da Terra varia com a altitude. Os *Cubesats* conseguem atingir órbitas de até 2000 km, ou seja, LEO, *Low Earth Orbit* afirma Woellert et al (2011). O perfil de temperatura que será usado nesse trabalho foi simulado para o nanossatélite Floripasat-1 que percorrerá trajetórias circulares em raio de 400 km com inclinação de 51,5°. O período de uma volta completa ao redor da Terra é de aproximadamente 5.125s, sendo 3.053s desse tempo com o satélite voltado para o Sol e por 2.072s sob a sombra da Terra. A Figura 13 ilustra os movimentos do *Cubesat* através do software de elementos finitos *Systems Tool Kit* (STK).

Figura 13 - Órbita do *Cubesat* obtida pelo STK.



Fonte: Morsch Filho et al (2017).

### 2.3.3 Tubos de Calor

No tópico a seguir será realizado uma revisão bibliográfica sobre os conceitos básicos de operação e funcionamento de um tubo de calor.

#### 2.3.3.1 *Fundamentação teórica*

O princípio de operação de um tubo de calor é baseado na interação entre as forças do fluido e o meio sólido que o cerca. As moléculas no interior de um líquido têm forças de interação mutuas, já as moléculas que ficam na fronteira entre o sólido e o líquido sofrem influências de forças externas de atração ou repulsão da parede com o meio. O tamanho e sentido das forças na região de fronteira irão determinar se ocorre uma tração ou repulsão do líquido com o sólido. Quando as forças de repulsão do sólido são maiores que a de atração ocorre um fenômeno chamado de gota seca, e no caso contrário ocorre o fenômeno de molhabilidade. Ambas as situações são mostradas na Figura 14.

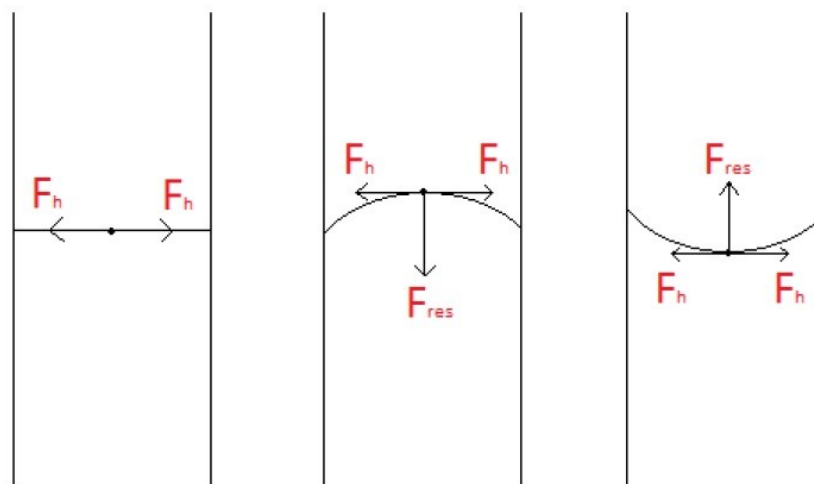
Figura 14 - Fenômeno da gota-seca (esq) molhabilidade (dir)



Fonte: Brouwer (2015).

Em um tubo com fluido podem ocorrer os seguintes casos, ver Figura 15: na Figura 15a, as forças se anulam, ou seja, o líquido fica neutro em relação a parede. Na Figura 15b, as forças de atração são menores que as de repulsão, ou seja, o líquido forma uma película convexa em relação a parede do tubo. Já na Figura 15c, as forças de atração são maiores que as de repulsão formando uma película côncava. Com a decomposição das forças chega-se a uma força resultante aplicada em direção ao centro do líquido,  $F_{res}$ , como é mostrado.

Figura 15 - Forças capilar.

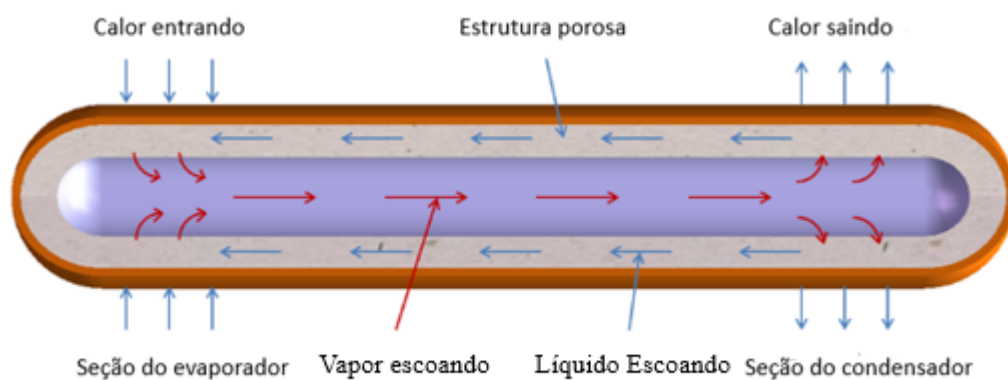


Fonte: Adaptado de Brouwer (2015).

Na Figura 16 é mostrado um esquemático dos principais elementos operacionais dentro de um tubo de calor. O tubo de calor pode ser dividido em três seções: um evaporador, um condensador e uma seção adiabática. Quando a seção do evaporador é submetida à um acréscimo de calor, o líquido ali presente se evapora. Isto, juntamente com a absorção do líquido pela estrutura porosa, leva a uma depressão do líquido restante e a uma diminuição da pressão.

A evaporação do líquido de forma simétrica leva a um aumento da pressão de vapor na seção do evaporador. Na seção do condensador, tanto o vapor como o líquido permanecem em equilíbrio e sem diferença de pressão nesse local. No entanto, à medida que a pressão de vapor é maior na área do evaporador, o vapor escoar para a área de pressão inferior na seção do condensador. Ao mesmo tempo, a pressão do líquido no condensador é maior e, portanto, flui para a área do evaporador, devido à ação capilar. Este processo completo se constitui em um ciclo de operação de um tubo de calor (REAY D., et al, 2013).

Figura 16 - Princípio de funcionamento tubos de calor.



Fonte: Autor (2022).

Como foi mostrado acima, a pressão capilar é um dos elementos mais importantes para o funcionamento dos tubos de calor. Segundo (BROUWER, 2015), a pressão capilar deve ser maior que a perda total da pressão ao longo do tubo. A perda de pressão é composta por 3 elementos:  $\Delta P_l$ , a queda da pressão gerada quando o líquido escoar do condensador ao evaporador pelo interior do meio poroso;  $\Delta P_v$ , a perda ocasionada da movimentação do vapor para o condensador; e  $\Delta P_g$ , o declínio da pressão pela gravidade, o qual pode ser zero, positivo ou negativo, dependendo do posicionamento do tubo de calor, ver Equação (4).

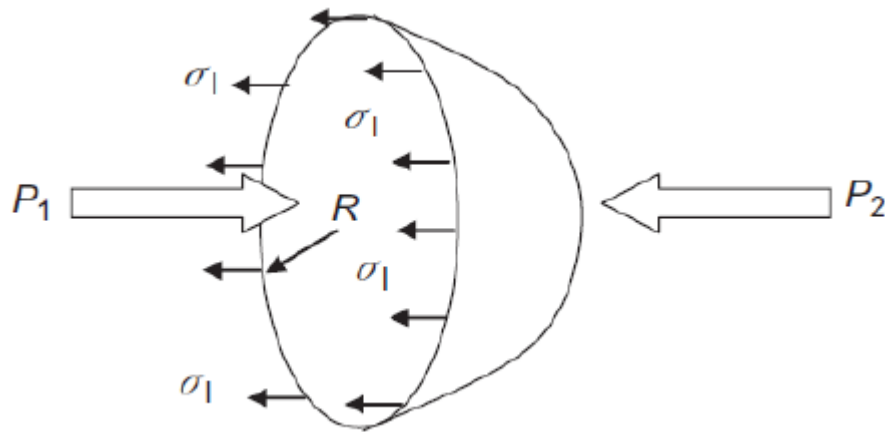
$$\Delta P_{c,max} \geq \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_g \quad (4)$$

onde:  $\Delta P_{c,max}$  é a máxima pressão capilar em Pa.

### 2.3.3.2 Limite Capilar

A força capilar é a força motriz que impulsiona o líquido do condensador até o evaporador, onde o líquido evapora e volta ao condensador, fechando assim o ciclo. A pressão capilar é derivada das forças que atuam sobre o menisco do líquido, a fim de equilibrar a diferença das pressões entre a parte côncava e convexa na superfície do líquido, como é mostrado na Figura 17 (REAY D., et al, 2013).

Figura 17 - Balanço entre pressão capilar e tensões superficiais no líquido



Fonte: Adaptado Reay D., et al. (2013).

O equacionamento matemático para a queda da pressão capilar é dado na Equação (5), onde  $\Delta p_c$  é a diferença entre as pressões  $p_1$  e  $p_2$ . Isolando  $\Delta p_c$ , é possível notar que a pressão capilar é função somente da tensão superficial e do raio de curvatura como mostrado a seguir.

$$2\pi R\sigma_l = \Delta p_c \pi R^2$$

$$\Delta p_c = \frac{2\sigma_l}{R} \quad (5)$$

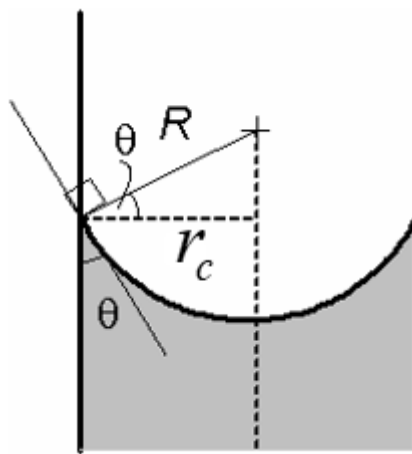
Para compreender melhor a pressão capilar, é necessário uma relação da pressão capilar em função da geometria do poro. Na Figura 18, é mostrado a seção transversal de um

tubo cilíndrico com um líquido no interior. Pela análise geométrica e definição de ângulos. O ângulo de contato do líquido com a parede do tubo  $\theta$ , é definido pela Equação (6).

$$\cos(\theta) = \frac{r_c}{R} \quad (6)$$

onde  $R$  é o raio de curvatura do líquido e  $r_c$  o raio capilar.

Figura 18 - Geometria no poro.



Fonte: Autor (2022).

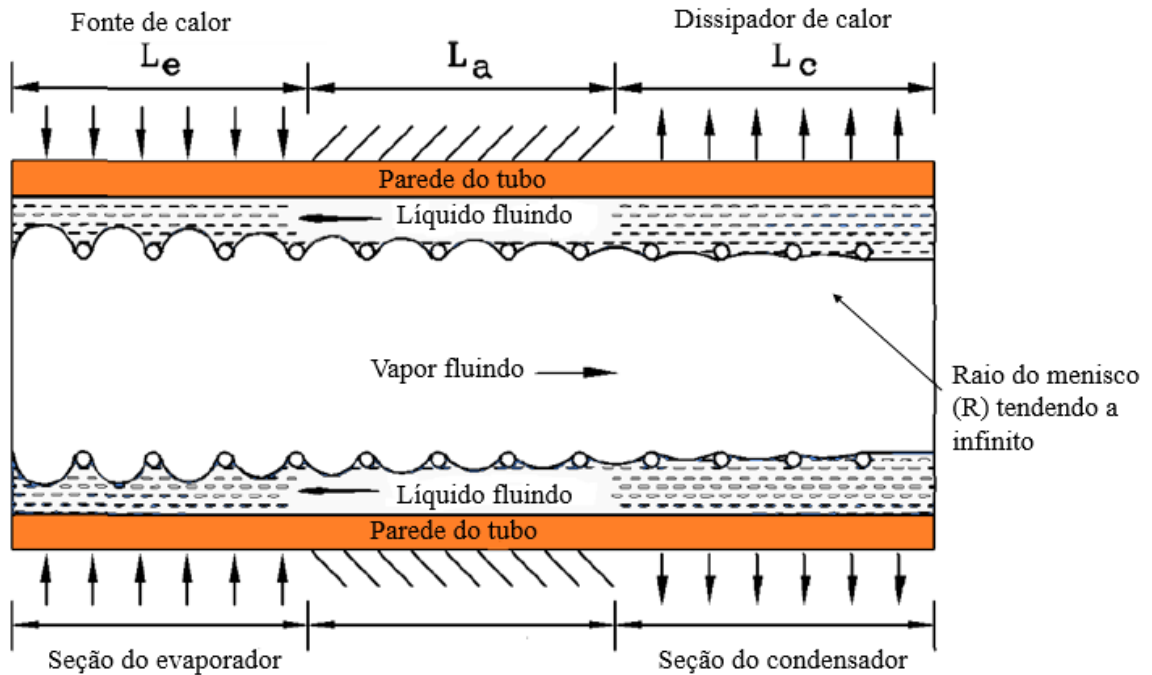
Isolando o raio de curvatura  $R$ , em função do raio capilar  $r_c$  na Equação (6) e substituindo na Equação (5), resulta em (7). Com isso é possível estabelecer uma relação da pressão capilar  $\Delta p_c$ , em função dos dados geométricos do poro e da tensão superficial do líquido.

$$\Delta p_c = \frac{2\sigma_l}{r_c} \cos(\theta) \quad (7)$$

Durante o regime permanente, o raio de curvatura do menisco na seção do evaporador e do condensador são diferentes. Isso ocorre devido a tensão superficial do líquido ser diferente na seção do evaporador e do condensador, durante a vaporização e a condensação respectivamente, ver Figura 19. Para que o tubo funcione é necessário que a pressão capilar seja maior ou igual as diferenças de pressão capilar no evaporador e no condensador. Portanto,

com a diferença das pressões capilares entre o vapor e o líquido tem-se a pressão capilar total, como mostrado na Equação (8).

Figura 19 - Interface entre líquido e vapor dentro do tubo em regime permanente.



Fonte: *Thermal Fluids* (2022).

$$\Delta p_c = 2\sigma \left\{ \frac{\cos(\theta_e)}{r_{c,e}} - \frac{\cos(\theta)}{r_{c,c}} \right\} \quad (8)$$

Para se obter a máxima pressão capilar de operação, a Equação (8) pode ser simplificada assumindo as hipóteses a seguir:

- Na seção do condensador o raio de curvatura do menisco \$R\$ (vide Figura 19), se aproxima do infinito \$R \rightarrow \infty\$.
- Na seção do evaporador o ângulo de contato \$\theta\$ se aproxima de zero.
- Foi admitido que o raio capilar \$r\_c\$ é igual ao raio do poro \$r\_p\$.

Aplicando essas simplificações na Equação (8), resulta em (9). Onde se obtém a relação entre pressão capilar total em função do raio de poro \$r\_p\$ e a tensão superficial do líquido \$\sigma\_l\$.



$$\Delta p_c = \frac{2\sigma_l}{r_p} \quad (9)$$

### 2.3.3.3 Perda de carga do líquido

A pressão capilar deve ser superior a perda de pressão do líquido que flui do condensador até o evaporador. O líquido ao sair do condensador em direção ao evaporador sofre uma força de atrito ao passar pelo meio poroso, cuja magnitude depende da viscosidade do fluido. O atrito faz com que ocorra uma diminuição da pressão do líquido até chegar no evaporador.

A queda de pressão do líquido pode ser calculada usando a equação de Hagen-Poiseuille, para escoamento em regime laminar descrita no Apêndice A. Onde a mesma descreve a queda de pressão do fluido em um tubo cilíndrico em função da sua área de seção transversal e o raio ao quadrado do tubo Equação (10).

$$\Delta_p = \frac{8\mu l \dot{m}}{\rho \pi r^4} \quad (10)$$

Como o fluxo de massa varia tanto no evaporador quanto no condensador, um comprimento efetivo ao invés do comprimento geométrico deve ser usado pra essas regiões. Assumindo que o fluxo de massa cresce linearmente ao longo dessas regiões, pode-se trocar o comprimento do condensador  $l_c$ , e do evaporador  $l_e$  por  $(l_c/2)$  e  $(l_e/2)$ , respectivamente. O comprimento efetivo total será Equação (11)

$$l_{eff} = l_a + \frac{l_e + l_c}{2} \quad (11)$$

onde  $l_{eff}$  é o comprimento efetivo,  $l_a$ ,  $l_e$  e  $l_c$  são respectivamente os comprimentos da seção adiabática, evaporador e condensador. Para simplificar os cálculos será assumido que o meio poroso é homogêneo e formado por poros esféricos idênticos. No cálculo do fluxo de massa a área da seção transversal,  $A_t$ , é dada pela Equação (12).

$$A_t = \pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2)\mathcal{E} \quad (12)$$

onde  $r_{ext}$  e  $r_{int}$ , são os raios externos e internos da seção porosa, e  $\varepsilon$  a porosidade do meio. Sendo  $r_p$  o raio efetivo do poro, a Equação (10) pode ser rearranjada em função do fluxo de massa  $\dot{m}$ , como é mostrado em (13).

$$\dot{m} = \frac{\pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2)\varepsilon r_p^2 \rho_l \Delta P_l}{8\mu_l l_{eff}} \quad (13)$$

Sendo a taxa de calor dado por  $\dot{Q} = \dot{m} h_{lv}$ , onde  $h_{lv}$  é o calor latente de vaporização e isolando em função da perda de carga do líquido,  $\Delta P_l$ , tem-se a Equação (14).

$$\Delta P_l = \frac{8\mu_l \dot{Q} l_{eff}}{\pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2)\varepsilon r_c^2 \rho_l h_{lv}} \quad (14)$$

#### 2.3.3.4 Perda de carga do vapor

A perda de pressão por vapor pode ser descrita como a soma das perdas na seção adiabática,  $\Delta p_{v,a}$ , na seção do condensador,  $\Delta p_{v,c}$  e no evaporador,  $\Delta p_{v,e}$ , como descrito na Equação (15).

$$\Delta p_v = \Delta p_{v,e} + \Delta p_{v,a} + \Delta p_{v,c} \quad (15)$$

As perdas de pressão no evaporador, condensador e seção adiabática será dado pela Equação (16), o único parâmetro que varia entre os mesmos é comprimento efetivo  $l_{eff}$ , de cada seção. Como feito no tópico anterior, a perda de carga total  $\Delta P_v$ , do vapor será deduzida da equação de Hagen-Poiseuille (Apêndice A) para escoamento laminar em função dos parâmetros do tubo, (REAY, 2013).

$$\Delta P_v = \frac{8\mu_v l_{eff} \dot{Q}}{A_v r_{h,v}^2 \rho_v h_{lv}} \quad (16)$$

onde,  $\mu_v$  é viscosidade do vapor,  $l_{ef}$  comprimento efetivo de cada seção,  $\dot{m}$  fluxo mássico,  $A_v$  área da seção transversal onde passa o vapor,  $r_{h,v}$  raio do cilindro da seção do evaporador e  $\rho_v$  densidade do vapor.

### 2.3.3.5 Perda de carga gravitacional

A perda de carga gravitacional tem sua fórmula dada pela Equação (17). É possível observar que quando o ângulo  $\phi$ , que é o ângulo de inclinação do tubo em relação a horizontal, for zero a equação se torna nula. No ambiente espacial a força gravitacional exercida no líquido se torna desprezível, por isso, a fim de simplificar o equacionamento todos os testes nesse trabalho foram realizados com o tubo na posição horizontal.

$$\Delta p_g = \rho_l g l \sin(\phi) \quad (17)$$

### 2.3.3.6 Limites operacionais

A partir das equações descritas anteriormente e os princípios do tubo de calor, os limites operacionais e de desempenho podem ser determinados.

#### 2.3.3.6.1 Limite capilar mínimo

Analisando a Equação (4), é possível notar que a componente da pressão carga capilar  $\Delta P_c$ , deve ser maior que o somatório das outras componentes. Porém, para se calcular o limite mínimo capilar será igualado ao somatório das demais componentes, como mostrado na Equação (18).

$$\Delta P_{c,max} = \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_g \quad (18)$$

Substituindo todas as componentes na equação acima resulta em Equação (19).

$$\frac{2\sigma_l \cos(\theta)}{r_c} = \frac{8\mu_v l_{eff} \dot{Q}}{A_v r_{h,v}^2 \rho_v h_{lv}} + \frac{8\mu_l \dot{Q} l_{eff}}{\pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2) \epsilon r_c^2 \rho_l h_{lv}} + \rho_l g l \sin(\phi) \quad (19)$$

A diferença de magnitude entre as perdas de pressão é grande (REAY, 2013). Será negligenciado a queda de pressão do vapor, pois tem uma grandeza muito inferior com relação a queda do líquido. Assumindo que o ângulo de contato  $\theta$  é máximo ( $\cos \theta = 1$ ), e isolando em termos da taxa de calor  $\dot{Q}$ , chega-se na Equação (20), que determina a taxa máxima de calor capilar em função dos parâmetros do tubo.

$$\dot{Q} = h_{hl} \left( \frac{\pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2) \epsilon r_c^2 \rho_l l_{eff}}{8\mu_l l_{eff}} \right) \left( \frac{2\sigma_l}{r_c} - \rho_l g l \sin(\phi) \right) \quad (20)$$

#### 2.3.3.6.2 Limite viscoso

Durante a inicialização de um tubo de calor ou em temperaturas baixas, o gradiente de pressão de vapor criado devido a entrada de calor na seção do evaporador pode ser baixo. Um gradiente de baixa pressão gera uma baixa velocidade no vapor. Se o fluido de trabalho também tem uma alta viscosidade de vapor, então a transferência de calor por vapor pode ser limitada. Com isso, o tubo de calor se encontra no limite viscoso e a máxima transferência de calor nesse ponto pode ser dado pela Equação (21), (REAY, 2013).

$$\dot{Q} = \frac{A_v r_{h,v}^2 h_{lv} \rho_v p_v}{16\mu_v l_{eff}} \quad (21)$$

#### 2.3.3.6.3 Limite sônico

O limite sônico ocorre quando uma onda de choque sônica acontece dentro do tubo. A onda de choque bloqueia o fluxo e limita a transferência de calor do evaporador para o condensador. A existência de ondas de choque depende da velocidade do som e do vapor no interior do tubo. Segundo (REAY, 2013), a velocidade do som diminui a baixas temperaturas e a densidade do vapor que caracteriza esse fenômeno. A capacidade máxima de transferência de calor no limite sônico é dada pela Equação (22).

$$\dot{Q} = 0,474 h_{lv} A_v (\rho_v p_v)^{1/2} \quad (22)$$

#### 2.3.3.6.4 Limite de arrasto

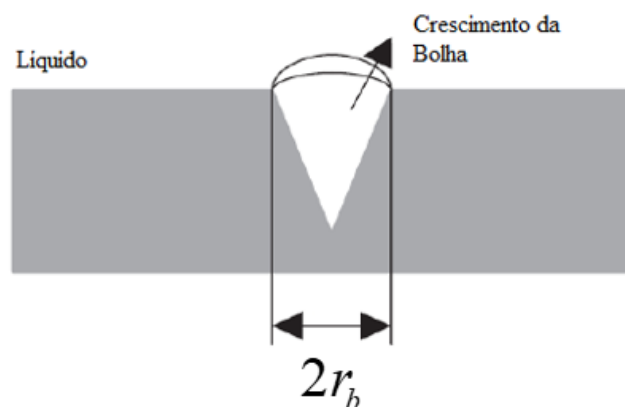
O limite de arrasto ocorre quando a velocidade do vapor é tão alta que arrasta consigo o líquido. As forças de cisalhamento na interface líquido-vapor são elevadas a ponto do vapor não permitir que o líquido flua e chegue no evaporador. Isso resulta em uma interrupção do funcionamento do tubo, pois o líquido não consegue resfriar o evaporador. Segundo (REAY, 2013), a taxa de calor máxima de arrasto é dada pela Equação (23).

$$\dot{Q} = A_v h_{fv} \sqrt{\frac{\sigma \rho_v}{2r_{h,l}}} \quad (23)$$

#### 2.3.3.6.5 Limite de Ebulição

Os limites acima mencionados são todos limites axiais, ou seja, ocorre transferência de calor no sentido longitudinal do tubo. O limite de ebulição é radial, pois ocorre no sentido da parede do tubo em direção ao centro. E o fluxo de calor é tão elevado, que a temperatura da superfície da parede do tubo de calor se torna superior a temperatura de saturação (ebulição) do líquido. Quando isso ocorre, surge a ebulição nucleada, que aumenta a transferência de calor por convecção. Porém, pode dificultar o fluxo do líquido no evaporador. Fazendo com que o evaporador seque e aumente sua temperatura além do projetado.

Figura 20 – Nucleação da bolha.



Fonte: Autor (2022).

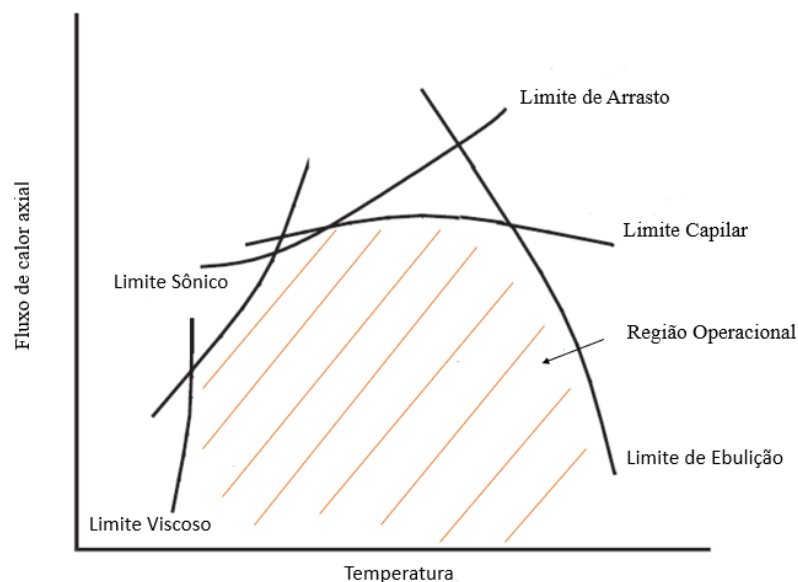
O limite de ebulição é um dos mais difíceis de se determinar. Na Figura 20, é possível observar a nucleação da bolha no poro. O  $r_b$  raio do poro é difícil de determinar, porém sua magnitude pode variar entre  $25\mu m$  á  $250\mu m$ . Assim, como em outros tópicos não será feita a dedução de todas as formulas. Na Equação (24) é possível calcular o limite de calor máximo de ebulição, (REAY, 2013).

$$\dot{Q} = \left( \frac{2\pi l_{eff} k_{eff} T_v}{h_v \rho_v \ln\left(\frac{r_i}{r_v}\right)} \right) \left( \frac{2\sigma}{r_b} - \Delta P_c \right) \quad (24)$$

#### 2.3.3.6.6 Região de operação do tubo de calor

Nos tópicos acima foram mencionados todos os limites operacionais e de projeto do tubo de calor. Quando os limites são calculados em função da sua temperatura de operação e plotados em gráfico, é possível observar uma região onde o tubo se torna operacional, como mostrado na Figura 21.

Figura 21 - Região de operação do tubo de calor



Fonte: Autor (2022).

Os diversos tubos de calor apresentam gráficos diferentes, porém, é possível analisar quais limites são dominantes. Em temperaturas mais baixas, o transporte de calor é limitado principalmente pelo limite viscoso como já foi demonstrado anteriormente. O fluxo de vapor com alta velocidade se desenvolveria quando o calor axial for alto. Impedindo o líquido de chegar no evaporador (Limite de arrasto). Em altas temperaturas ocorrerá o limite de ebulição. Finalmente o limite capilar é o mais dependente das configurações do tubo de calor, e normalmente se torna o limitante de projeto.

### 2.3.3.7 Fluido de trabalho para tubos de calor

Como citado em tópicos anteriores, o objetivo desse trabalho é utilizar uma tecnologia de baixo custo, *low-cost*, para melhorar a eficiência dos painéis solares em nanossatélites. Sendo assim, foram adquiridos tubos de calor feitos de cobre com fluido água.

Os limites operacionais de um tubo de calor são dependentes da escolha do fluido que será usado, pois cada fluido opera melhor em um gradiente de temperatura específico. A fim de ajudar na seleção do melhor fluido foi desenvolvido o número de mérito, que analisa propriedades intrínsecas do fluido, como é mostrado na Equação (25). (GERNER H. J. et al; 2014). Quanto maior o valor do número de mérito para a temperatura escolhida melhor, embora devemos analisar o range de operação e não pontualmente.

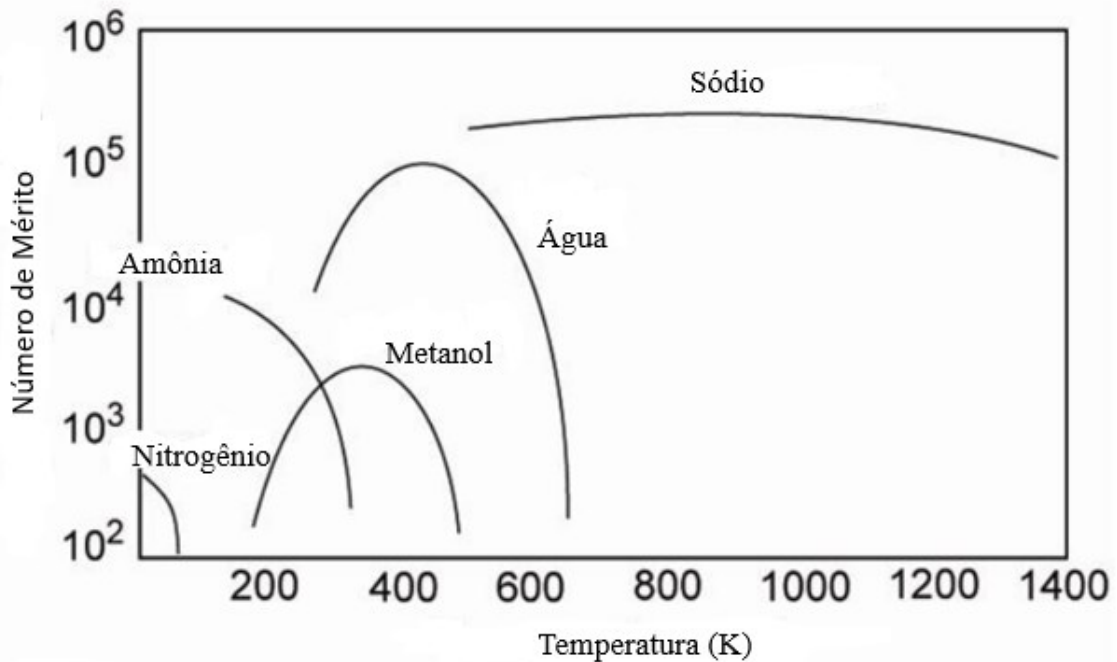
$$M = \frac{\sigma_l \rho_l h_{lv}}{\mu_l} \quad (25)$$

onde  $\sigma_l$  é a tensão superficial do líquido,  $\rho_l$  densidade do líquido,  $h_{lv}$  calor latente de vaporização e  $\mu_l$  a viscosidade do líquido. A comparação de diversos números de mérito é feita na Figura 22, nela é possível observar que a água tem valores superiores devido à sua tensão superficial e calor latente de vaporização serem mais elevados.

A diminuição do número de mérito da água perto de 0°C é devido ao seu ponto de congelamento. Porém, como será mostrado em tópicos posteriores, o emprego da água no regime transiente se torna viável. O fluido amônia possui melhores características para aplicação em satélites, pois consegue operar em temperaturas negativas. Entretanto se torna inviável devido à dificuldade de manuseio em laboratório e riscos de contaminação. Outro

fluido utilizado em tubos de calor é o metanol. Porém a capacidade de troca térmica do fluido é baixa com relação a água.

Figura 22 - Número de Mérito.



Fonte: Adaptado Gerner H. J. V.; et al (2014).

#### 2.3.3.8 Regime transiente e ponto de congelamento

O satélite está sujeito constantemente a temperaturas baixas ou próximas de 0°C. O emprego do fluido água em tubos de calor para aplicações espaciais, pode se tornar um problema devido ao seu ponto de solidificação a 0°C. Portanto é necessário entender o comportamento do tubo de calor próximo a temperaturas negativas. A maioria das análises em tubos de calor é feita em regime permanente, ou seja, quando as temperaturas do tubo estão constantes e uniforme. No espaço, a temperatura do satélite estará variando constantemente devido sua órbita, assumindo assim um perfil de temperatura transiente.

Os trabalhos de (SHLOSINGER A., 1969, JANG J., 1990) analisaram o comportamento do tubo de calor sobre temperaturas abaixo de zero. Os resultados desses estudos mostraram que ocorre o fenômeno de secagem (*Dry-Out*) na região do evaporador, quando a taxa de calor aplicada é elevada. Porém o condensador precisa estar a uma temperatura



muito baixa para não deixar a água se fundir e chegar no evaporador. Com isso, o líquido se solidifica rapidamente impedindo de retornar ao evaporador.

Existem estudos sobre ponto de congelamento, tais como (FAGHRI A., 1992; PETERSON G.P., 1994) que indicam a aplicação de calor no evaporador em pulsos ou o emprego de fontes de calor no condensador a fim de evitar o congelamento do fluido. A injeção de gases não condensáveis também se mostrou eficaz, pois eles bloqueiam uma parte da seção do condensador permitindo um descongelamento gradual do líquido (FAGHRI A., 1990).

Cheung (2005) desenvolveu um estudo experimental e teórico sobre tubos de calor feitos de cobre com o fluido água, em que foram testados os pontos de congelamento e a energia mínima necessária para o tubo operar. O trabalho concluiu que a massa de água dentro do tubo é tão pequena, que uma quantidade mínima de calor aplicado ao tubo faz com que a mesma liquefaça e o tubo se torne operacional.

#### 2.3.3.9 *Material do tubo e meio poroso*

A escolha do material que será feito o tubo é muito importante, pois deve ter algumas funções, tais como assegurar que o tubo não se rompa com a pressão do vapor e garantir a capilaridade do fluido. Dentre todas as características que devem ser analisadas na escolha do material, uma das mais importante é a compatibilidade com o fluido de trabalho (BASIULIS, et al., 1976).

Existem alguns fluidos que reagem com o material poroso gerando gases não condensáveis (BRENNAN P., KROLICZEK E., 1979). O resultado dessa oxidação acaba formando partículas. E estas se alojam no meio poroso e impedem o fluido de operar corretamente.

Na Tabela 3, é possível observar que cobre e água tem sido testado a anos e continuam tendo sucesso. Também é possível observar que alumínio e aço inox não são factíveis com água pois geram gases da oxidação.

Tabela 3 - Fluido e compatibilidade dos materiais.

<b>Material</b>	<b>Água</b>	<b>Acetona</b>	<b>Amônia</b>	<b>Metanol</b>
Cobre	Recomendado e testado	Recomendado e testado	Não usado	Recomendado e testado
Alumínio	Geração de Gás	Recomentado pela literatura	Recomendado e testado	Não recomendado

Aço Inox	Geração de Gás	PC	Recomendado e testado	Geração de gás a alta temperatura
----------	----------------	----	-----------------------	-----------------------------------

Fonte: Adaptado de Reay D., Kew P. (1982).

### 2.3.3.10 Tubos de calor aplicados à nanossatélites

A tese feita por Brouwer, (2015) analisou o uso de tubos de calor em nanossatélites. O objetivo do trabalho foi comprovar se tubo de calor feito com cobre e fluido água é factível em uso espacial. Para isso foram realizados inúmeros testes de ciclo térmicos (congelamento/descongelamento) no tubo. O teste consiste em submeter o condensador do tubo a temperaturas abaixo de 0°C e o evaporador a uma taxa fixa de calor, até ocorrer o descongelamento total do fluido. O ciclo é repetido diversas vezes a fim de compreender se quando a água congela danifica a estrutura porosa.

Brouwer (2015) analisou se os efeitos de (congelamento/descongelamento) ocorridos em tubos cobre-água danificavam o meio poroso. Foi testado com diâmetros de 4 a 10 mm, comprimentos de 150 mm e meio poroso sinterizado. Um teste realizado foi que aplicando uma taxa de 10W no evaporador e mantendo a -15°C no condensador, e após cerca de 80 ciclos de (congelamento/descongelamento) a estrutura porosa não foi danificada.

Trabalhos anteriores investigaram o comportamento de inicialização de tubos de calor utilizando a ciclagem térmica, como feito por (CHEUNG, 2005). Cinco tubos de calor cobre-água com uma estrutura porosa sinterizada, com 305 mm de comprimento e diâmetro externo de 4 mm foram testados. O condensador do tubo de calor e a seção adiabática foram congelados a uma temperatura de -30°C, enquanto a seção do evaporador foi mantida entre 3 e 11 °C. Em seguida, uma taxa de calor de 0,75 W foi fornecida na extremidade do evaporador até que todo o tubo de calor fosse descongelado. Após 60 ciclos, dois tubos de calor falharam rompendo a extremidade do condensador. Os outros tubos de calor atingiram 100 ciclos, porém, apresentaram semelhantes danos na estrutura do condensador

O dano ocorreu devido à expansão do líquido no congelador. O experimento mostrou que tubos de calor cobre-água sinterizados só podem sustentar um número limitado de ciclos de (congelamento/descongelamento). Os resultados de (CHEUNG, 2005) divergem de (BROUWER, 2016), pois os tubos utilizados tinham estruturas capilares e comprimentos diferentes. Essa diferença nos resultados mostra que é preciso analisar cada caso específico para aplicação de tubos de calor.

Tendo em vista essas diferenças, as empresas que produzem tubos de calor com fluido água realizam os testes de ciclagem (congelamento/descongelamento). Pesquisando no mercado empresas que produzem tubos de calor (cobre-água) foi encontrado a empresa norte americana Boyd (BOYD, 2022). No Apêndice H se encontra o *datasheet*, de um exemplo desse tipo de tubo. A temperatura de (congelamento/descongelamento) é de  $-55^{\circ}\text{C}$  e  $135^{\circ}\text{C}$  respectivamente. O que mostra a possibilidade de usar tubos de cobre com fluido água em temperaturas negativas, sem a estrutura ser danificada.

O controle passivo com tubos de calor tem sido testado em nanossatélites devido ao seu peso ser baixo e não necessitar de energia do satélite para operar. Tornando possível usar tubos de calor no controle da temperatura de um sensor infravermelho (SELVADURAI S., et al., 2022) em *Cubesats*. Segundo Gary B. (2018) é possível utilizar tubos de calor para controle térmico de um sensor espectrômetro no interior do satélite. Onde o mesmo dissiparia o calor proveniente do laser usado. Ajudando no controle térmico e durabilidade do equipamento.

## 2.4 TESTES DE QUALIFICAÇÃO E ACEITAÇÃO

Os testes de qualificação e aceitação asseguram que os projetos atendam as expectativas de desempenho exigidas para uma missão satelital, desde o lançamento, transporte e operação. O teste de qualificação é mais severo. É realizado em modelos de engenharia em níveis superiores de temperatura e vibração, a fim de qualificar os projetos mecânicos. O teste de aceitação é realizado no modelo de voo em si, a fim de demonstrar se a estrutura atende as especificações de desempenho.

Para poder verificar e qualificar equipamentos e dispositivos com relação a gradientes térmicos e vácuo, câmaras vácuo-térmica *TVC (Thermal Vacuum Chamber)* são utilizadas. Os testes em *TVC* estão sujeitos a ciclos de aquecimento e resfriamento em ambientes de alto vácuo e podem ser divididos em testes de desenvolvimento, testes de qualificação e testes de aceitação. Eles seguem critérios normalizados determinados pelas agências espaciais e empresas de veículos lançadores (CHISABAS et al., 2017).

As principais agências espaciais desenvolvem suas normas de acordo com a missão desejada e o tipo de veículo lançador, além de admitir uma tolerância maior ou menor dependendo do objetivo final da missão. Na Tabela 4 são apresentadas as principais normas estabelecidas pela *NASA*, Agência Espacial Europeia (*ESA*), Centro de Voo Espacial Goddard e pelo departamento de defesa dos EUA.

Tabela 4 - Normas testes espaciais

	GSFC-STD-700	MIL-HDBK-340A	ESA	TR-2004	NASA
<b>Teste de qualificação</b>					
Pressão-Câmara (mbar)	1,3x10E-5	13x10E-4	7xE-6	13x10E-4	13x10E-4
Oscilação Máxima aceita	10°C	-----	5°C	10°C	10°C
Número de Ciclos	4	13 ou 3	4	8	8
Duração do teste	24h	8h ou 4h	-----	8h ou 4h	1h
Temperatura Máxima	70°C	70°C	---	---	70°C
Temperatura Mínima	-55°C	-55°C	--	---	-55°C
<b>Teste de Aceitação</b>					
Pressão-Câmara (mbar)	-----	13xE-5	7xE-6	13xE-4	13xE-4
Oscilação Máxima aceita	5°C	-----	5°C	0°C	5°C
Número de Ciclos	-----	13 ou 3	3	4	2
Duração do teste	-----	8h ou 4h	-----	8h ou 4h	1h
Temperatura Máxima	50°C	50°C	-----	----	50°C
Temperatura Mínima	-45°C	-45°C	-----	----	-45°C
<b>Tolerância</b>					
Pressão	± 80%	± 80%	± 80%	± 80%	-----
Temperatura	± 2°C	± 3°C	± 4°C	± 3°C	-----

Fonte: Chisabas (2017).

### 3 METODOLOGIA

Nesta seção é apresentada a análise analítica e experimental referente aos tubos de calor e *TEGs* aplicados aos painéis solares para nanossatélites, juntamente com a metodologia aplicada no projeto e construção da bancada experimental.

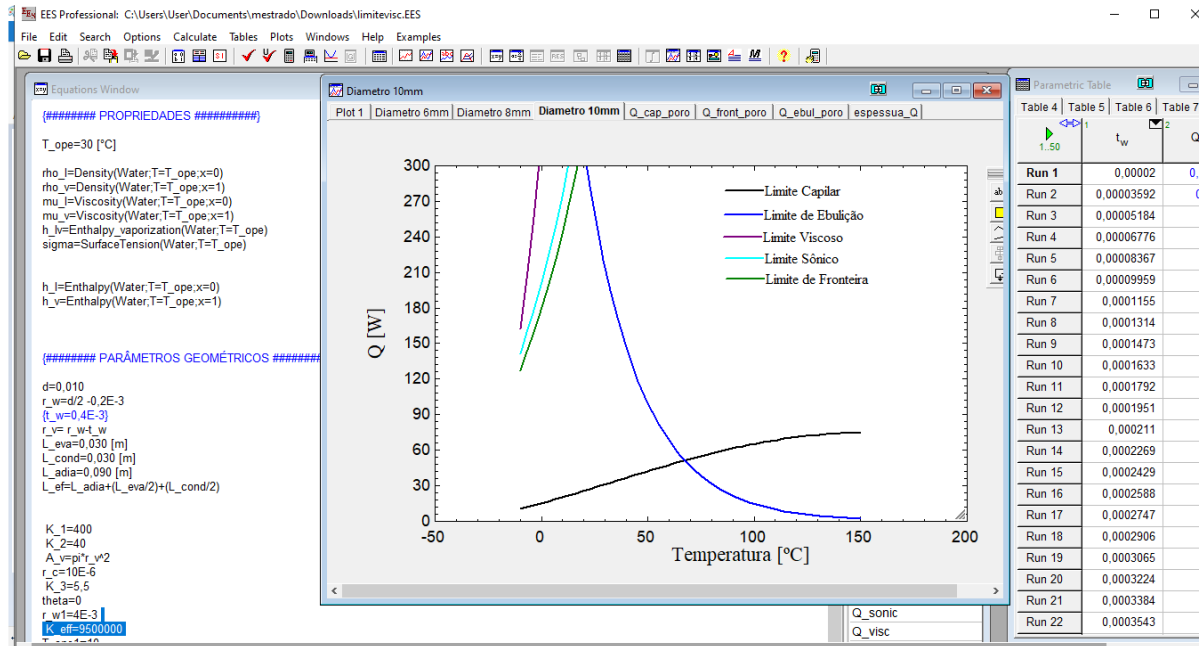
#### 3.1 ANÁLISE TEÓRICA

##### 3.1.1 Modelo de limites operacionais

O desempenho térmico de tubos de calor são governados pelos seus limites operacionais que impõe restrições ao transporte de calor. Utilizando o software computacional *EES (Engineering Equation Solver)*, ver Figura 23, e as equações apresentadas na seção 2.3.3.6 foi possível avaliar os limites operacionais do tubo de calor em função da sua temperatura de operação. Alguns parâmetros necessitaram ser conhecidos previamente, como: o fluido de trabalho, as dimensões do tubo e as características da estrutura porosa. O tubo escolhido para simulação foi um tubo de cobre-água com estrutura porosa sinterizada adquirido comercialmente, desta forma, alguns parâmetros como porosidade,  $\varepsilon$ , e raio do poro,  $r_p$ , foram avaliados e medidos, de acordo com o estudo de Viesser (2018).

Na Tabela 5 são apresentados os parâmetros empregados nas avaliações. Os diâmetros internos de 6, 8 e 10 mm foram escolhidos para análise teórica, embora neste trabalho apenas o tubo de calor com diâmetro de 6 mm foi avaliado experimentalmente. Os comprimentos, tanto na seção do evaporador como na do condensador foram os mesmos empregados na análise experimental. Os cálculos foram efetuados desprezando os efeitos gravitacionais, com o tubo na posição horizontal.

Figura 23 – EES visão do usuário



Fonte: Autor (2022)

Tabela 5 - Parâmetros usados no modelo teórico

Parâmetro	Tubo de calor
Material do tubo	Cobre
Fluído	Água (destilada)
Estrutura Porosa	Sinterizado
Comprimento do tubo ( $L$ )	150 mm
Diâmetro externo do tubo ( $d$ )	6;8;10 mm
*Raio do poro ( $r_p$ )	50 $\mu\text{m}$
Comprimento da seção do evaporador ( $l_{vap}$ )	30 mm
Comprimento da seção do condensador ( $l_{cond}$ )	30 mm
Ângulo de inclinação com a horizontal ( $\phi$ )	0°
Espessura da camada porosa	0,4 mm
Espessura da parede do tubo	2 mm
Ângulo de contato do líquido ( $\theta$ )	0°
*Porosidade ( $\varepsilon$ )	60%

\* Parâmetros estimados

Fonte Autor (2022)

A análise teórica foi realizada considerando que todo o calor da fonte quente é absorvido pelo tubo na região do evaporador, e que não existe perdas para o meio exterior (adiabático). No modelo teórico foi considerado o fluido em regime permanente, e escoamento laminar como deduzido no Apêndice A. Outra simplificação empregada no modelo foi a propagação unidimensional do calor ao longo do tubo. É feita uma análise da variação dos diâmetros e do meio poroso, porém o fator mais importante nessa análise será o limite capilar.

## 3.2 ANÁLISE EXPERIMENTAL

Um dos objetivos da presente dissertação é a qualificação de novas tecnologias para aplicação espacial. A demanda energética de um nanossatélite tende a aumentar com a miniaturização de sensores e componentes, ao passo que a área disponível para painéis solares continua a mesma. Neste sentido, foi realizada uma pesquisa sobre o uso de tubos de calor em nanossatélites. Como relatado no capítulo de Revisão Bibliográfica, há poucos estudos relativo à implementação de tubos de calor em nanossatélite. Alguns fatores corroboram para isso, como: volume interno limitado, componentes eletrônicos eficientes e pouca necessidade de controle térmico além da limitação quanto a massa (*Cubesat* 1 U – 1,3 kg). Dessa maneira, a implementação de um tubo de calor, para controle térmico, em grande parte não é justificada para aplicação em *Cubesats* 1U, contudo em termos de melhora no rendimento energético o estudo se torna factível.

Neste tópico serão abordadas as diferentes configurações empregadas na construção da bancada experimental, assim como as diferentes associações entre tubos de calor, painel solar e *TEG*. Também serão apresentados os métodos empregados para simular as condições de espaço e as diferentes configurações já discutidas nos tópicos anteriores.

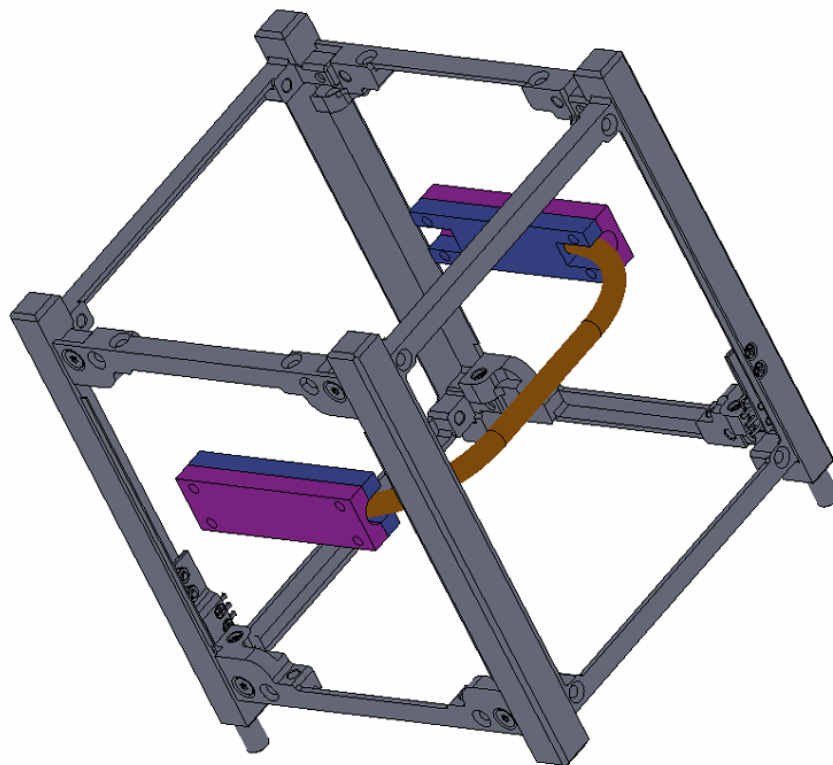
### 3.2.1 Características do tubo de calor

A escolha do tubo de calor para aplicação em nanossatélites foi realizada a partir de algumas premissas: (i) estar comercialmente disponível, apoiando a política COTS (*commercial-off-the-shelve*) do padrão *Cubesat*; (ii) ter custo baixo e (iii) tempo reduzido para adequação ao projeto. Isso levou a escolha de tubos de calor feitos de cobre carregados com água destilada desenvolvidos para *notebooks*. Esses tubos possuem as exigências das premissas acima, com um alto grau de confiabilidade com relação a falhas, devido a sua alta

empregabilidade pela indústria. O ponto chave é o emprego da água como fluido de trabalho. Devido as temperaturas baixas no espaço, com certeza, haveria seu congelamento. Cogitou-se a possibilidade de abrir o tubo de calor comercial e carregá-lo com um fluido de trabalho mais apropriado. Porém um dos objetivos desse trabalho é o estudo da viabilidade do emprego do tubo (cobre/água), sendo assim, decidiu-se utilizar este tipo de tubo para os testes.

O tubo de calor usado nesse trabalho tem algumas características que o favorecem e uma delas é o uso do fluido água no seu interior. Como já foi mencionado em tópicos anteriores, água é o fluido que apresenta o melhor número de mérito dentre os disponíveis. A escolha do comprimento das seções do evaporador, seção adiabática e condensador para o tubo tiveram como base as dimensões simuladas no desenho de um *Cubesat 1U*, como é mostrado na Figura 24.

Figura 24 - CAD com o tubo na estrutura 1U



Fonte: Autor (2022).



As dimensões do tubo escolhido são apresentadas na Tabela 6.

Tabela 6 - Dimensões do tubo de calor.

Geometrias	Comprimento Total (mm)	Diâmetro do tubo (mm)	Comprimento do evaporador (mm)	Comprimento adiabático (mm)	Comprimento do condensador (mm)	Massa (g)
Reto	170	6	30	110	30	13,740
Em U	170	6	30	90	30	

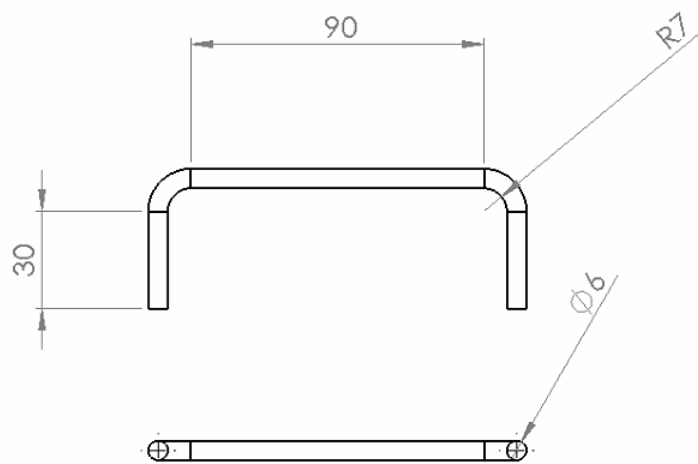
Fonte: Autor (2022).

Na Figura 25 é mostrado o tubo de calor utilizado no trabalho, feito de cobre com 170 mm de comprimento e 6 mm de diâmetro. Para os testes com o painel solar em condição de voo o tubo foi dobrado em formato de “U” para inseri-lo dentro de um nanossatélite, ver Figura 26. Segundo Brouwer (2015), a curvatura em tubos de calor reduziu em cerca de 2 W a potência máxima dissipada com relação ao mesmo tubo reto. Para a dobra do tubo foi utilizado um dobrador de tubo com raio de curvatura de 25 mm.

Figura 25 - Foto do tubo usado nos experimentos (Reto e dobrado).



Figura 26 - Visão 2D do Tubo dobrado em U



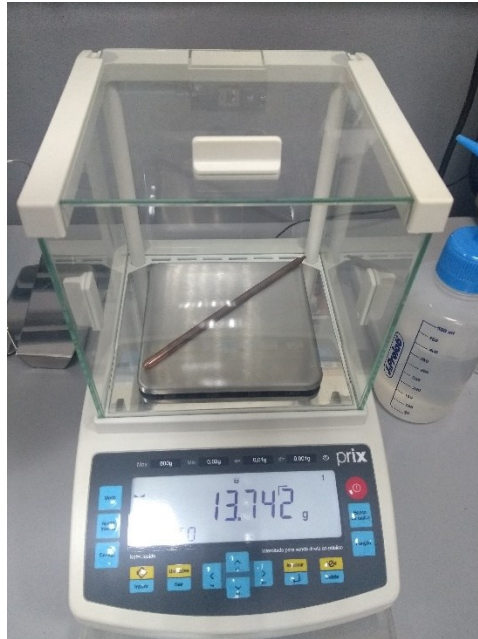
Fonte: Autor (2022).

### 3.2.1.1 Determinação das propriedades da estrutura porosa do tubo de calor

Outra característica importante são as propriedades do meio poroso, pois parâmetros como raio do poro médio ( $r_p$ ) e porosidade ( $\varepsilon$ ) são dados de entrada do modelo teórico. Para quantificar estas grandezas foi realizado a caracterização do meio poroso através de ensaios metalográficos.

Na realização da metalografia do tubo foi usado um Microscópio *Leitz MM6*. O objetivo dessa análise foi observar o tamanho do poro, espessura da parede e espessura do meio poroso. O procedimento inicial consiste em pesar o tubo lacrado como mostra a Figura 27. Logo após é feito um corte na seção transversal do tubo e o mesmo é colocado em um forno com temperatura em torno de  $180^\circ\text{C}$ , para que toda a água no interior do tubo evapore. O tempo dentro do forno foi de 40 minutos aproximadamente. Após o peso não sofrer variação concluiu-se que não havia mais água no seu interior. Com o tubo totalmente seco, foi pesado novamente e a quantidade de água no seu interior estimada.

Figura 27 - Tubo na balança



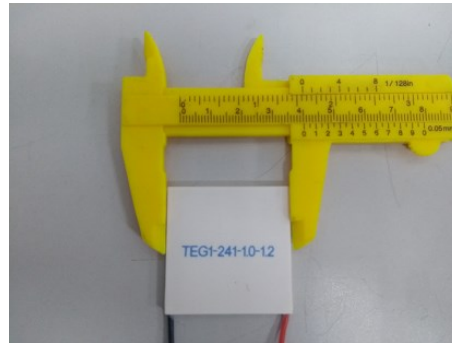
Fonte: Autor (2022).

Uma seção transversal do tubo foi embutida em baquelite. Após o polimento da amostra, imagens foram adquiridas com o emprego de um microscópio, o mesmo citado anteriormente. A análise das fotos foram feitas empregando o *software ImageJ*.

### 3.2.2 Características – TEG

O *TEG* usado nesse trabalho foi o modelo *TEG241-1.0-1-2* da empresa *EVERREDtronics*, ver Figura 28. O mesmo é formado por duas placas de substrato de alumina  $Al_2O_3$ , com material semicondutor entre elas. Os elementos *p-n* são compostos de Telureto de Bismuto,  $Bi_2Te_3$ , com pureza de 99%. As dimensões e suas propriedades são mostradas na Tabela 7.

Figura 28 - TEG 241-1.0-1.2.



Fonte: Autor (2022).

Tabela 7 - Propriedades do TEG 241-1.0-1.2.

Característica	Elemento	Valor
$n$	Número de pares	241
$A$	Área total TEG	0,0016m <sup>2</sup>
$A_{leg}$	Área da seção transversal da barra(haste) dos semicondutores	0,0000001m <sup>2</sup>
$L_{leg}$	Comprimento da barra (haste) dos semicondutores	0,0012m
$W_{leg}$	Largura da (haste) dos semicondutores	0,001 m
$A_{alum}$	Área do substrato de Alumina	0,0016 m <sup>2</sup>
$L_{alum}$	Comprimento do Substrato de Alumina	0,0012 m
$k_{alum}$	Condutividade térmica da Alumina	30 W/mK
$W_{teg}$	Massa do TEG	19,61 g

Fonte: Everredtronics Ltd (2022).

Durante os testes realizados com o *TEG* foi necessário medir a potência gerada por ele, entretanto o sistema de aquisição usado NI cDAQ-9178 da empresa *National Instruments* do laboratório só obtém os dados de tensão. Através da Equação (26), segundo (AUDIFFREED et al. 2016), foi possível determinar a resistência interna em função do gradiente de temperatura das duas faces,  $T_{med}$ . Sendo o gradiente dado pela temperatura média da face quente e da face fria.

$$R_{in} = (0,039)T_{med} + (5,670) \quad (26)$$

Com a resistência elétrica em função da temperatura, pode-se calcular a potência gerada pelo *TEG*. Segundo (LEE, 2017), a potência máxima gerada em função da resistência é dada pela Equação (27), onde  $V_{inst}$  é a tensão instantânea obtida, e  $R_{in}$  a resistência elétrica obtida pela equação anterior.

$$P_{\max} = \frac{V_{inst}^2}{4R_{in}(T)} \quad (27)$$

### 3.2.3 Características – Painel Solar

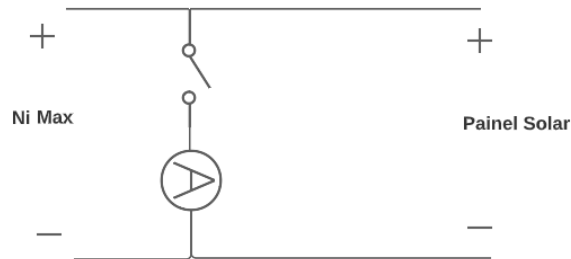
Células solares foram adquiridas no mercado para a avaliação da eficiência do painel solar. Foram adquiridas células comerciais testadas em outros trabalhos devido aos custos de células solares qualificadas para voo satelital. A célula solar escolhida foi a *SolarBITS*, da marca IXYS' modelo KXOB22-12X1F que já foi analisada na tese de (KESSLER, 2017). No Apêndice B é apresentada sua folha de dados. A eficiência da célula solar em temperatura ambiente (25°C) é de 22%. Todas as células foram colocadas em série e paralelo, arranjadas em 4 fileiras de 10 células em série. Cada fileira é conectada em paralelo uma com a outra, como mostra Figura 29. A medição da potência instantânea foi feita com o auxílio de um multímetro da marca *Hikari* HM-290. O procedimento consiste em obter a tensão em aberto utilizando o medidor de tensão via *NI Max* e a cada intervalo de tempo o painel era chaveado e medido a corrente em curto circuito no multímetro, como mostra o esquema da Figura 30. Com os dados de tensão e corrente instantânea é possível obter os valores de potência em função do tempo.

Figura 29 - Painel Solar.



Fonte: Kessler (2017).

Figura 30 - Esquemático do circuito de chaveamento



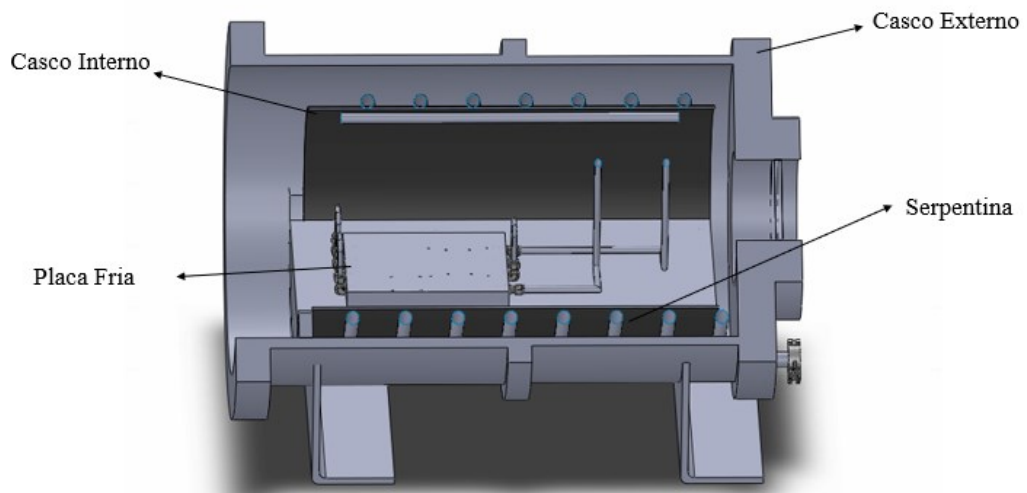
Fonte: Autor (2022).

### 3.2.4 Câmara Vácuo Térmica

Durante este trabalho foi desenvolvida uma bancada experimental com o intuito de simular as condições de espaço tais como: vácuo, irradiância solar e variação de temperatura. A maioria dos testes citados nesse trabalho foram feitos no interior da câmara vácuo térmica do laboratório.

Os materiais usados na construção do casco externo, interno e serpentina são de aço inoxidável 304. Na Figura 31 é representado uma visão detalhada do projeto da câmara vácuo térmica. No seu interior há a presença de um casco interno que possui a função de confinar a radiação térmica interior e estabilizar a temperatura interna. O casco interno foi pintado de preto com tinta de alta temperatura utilizada em fornos de cocção, da marca *Rost-Oleum* na cor preta, com objetivo de se aproximar da emissividade de um corpo negro, ou seja o mais próximo possível de  $\varepsilon_{emisi} = 1$ . Ainda nesta mesma figura, pode ser visto a placa fria. Ela foi desenvolvida, pois alguns experimentos necessitam de uma fonte fria como sumidouro, e.g, *LEDs* e tubos de calor. Ela é conectada via tubulação a um banho termostático que permite o controle da sua temperatura.

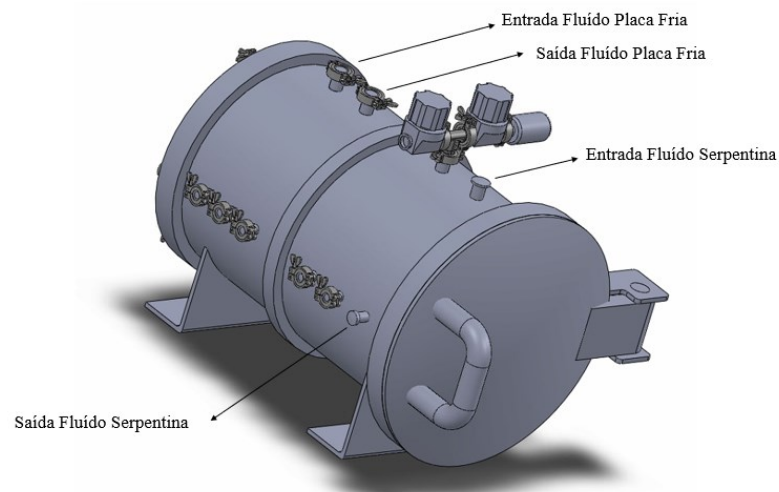
Figura 31 - Vácuo visão em corte do CAD



Fonte: Autor (2022).

O resfriamento do casco interno ocorre pela passagem de fluido frio pela serpentina, que está localizada na sua parte externa. Na Figura 32 é mostrado as entradas e saídas do fluido. Na Figura 33 é mostrado uma vista externa da câmara vácuo térmica construída no laboratório.

Figura 32 - CAD externo da Câmara Vácuo Térmica



Fonte: Autor (2022).

Figura 33 – Câmara vácuo térmica após fabricação.



Fonte: Autor (2022).

O resfriamento pode ser realizado utilizando um dos seguintes fluidos: nitrogênio líquido ou álcool absoluto. O álcool é resfriado em um banho termostático *Lauda Proline Max*, como mostrado na Figura 34(direita). O controle do banho, de vazão e temperatura é realizado pelo controlador *PID* do *software Labview*. Quando o fluido escolhido é o nitrogênio, utiliza-se um *dewar* de 120 L, ver Figura 34 (esq). Para este fluido, o ramal de saída está aberto para a atmosfera, desse modo, não há sua reutilização. O controle de vazão é realizado através de válvulas manuais.

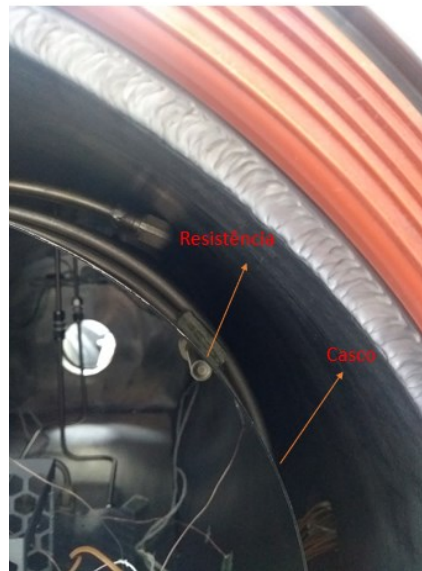
Figura 34 - Cilindro de nitrogênio a (esquerda) e banho termostático (direita)



Fonte: Autor (2022).



Figura 35 - Resistência e casco interno da câmara vácuo térmica



Fonte: Autor (2022).

O aquecimento do casco interno é realizado utilizando resistências comuns para uso em moldes de injeção, acopladas ao casco, como mostrado na Figura 35. As resistências são ligadas em paralelo e alimentadas por uma fonte de tensão da marca *T-DKA Lambda 500*, sendo esta controlada pelo *software Labview*.

O vácuo é obtido através de duas bombas de vácuo (ver Figura 36). A bomba mecânica *80x Edwards* é utilizada para se obter pressões em torno de  $10^{-1} \text{ mbar}$ . Após este patamar a bomba turbo molecular, *T-Station 75 Edwards*, é acionada para se obter pressões em torno de  $10^{-5} \text{ mbar}$ . Durante todo o experimento, a bomba turbo molecular é mantida ligada.

Figura 36 - Bomba mecânica (A) e Bomba turbomolecular (B).

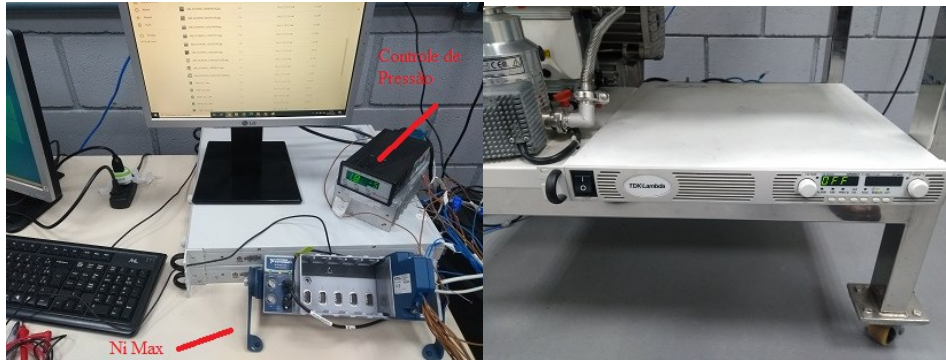


Fonte: Autor (2022).

O controle dos equipamentos e a aquisição de dados é realizada através do *software Labview*, que será apresentado em detalhes na seção 3.2.4.3. É possível controlar o aquecimento

no interior do casco com as resistências e o resfriamento com o álcool ou nitrogênio passando na serpentina. A Figura 37 ilustra os equipamentos de controle.

Figura 37 - Sistema de Aquisição (esquerda) Fonte de alimentação(direita)

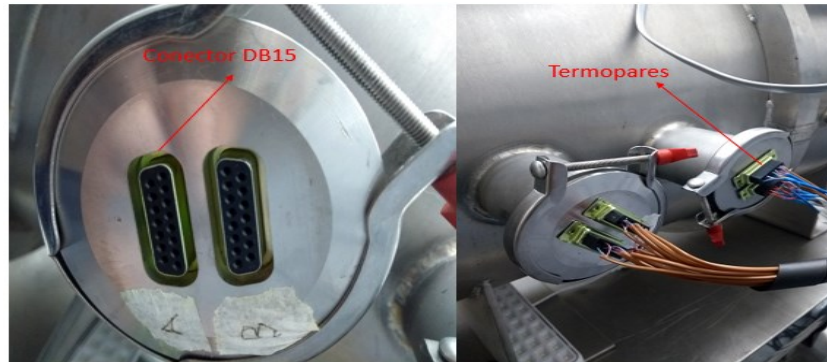


Fonte: Autor (2022).

#### 3.2.4.1 Feedthroughs

Durante os experimentos é necessário que os dados de temperatura e tensão medidos no interior da câmara sejam transmitidos até o sistema de aquisição *NiMax*, situado no lado de fora. Para isso foi necessário construir um conector (*Feedthrough*) para termopares. Como as temperaturas são medidas usando termopares do tipo T (Cobre/*Constantan*) da marca *Omega*, o conector necessitava ser do mesmo material. Os conectores DB15 são utilizados em projetos de engenharia, para transferência de dados e foram utilizados nesta solução. Na Figura 38 é possível observar dois conectores DB15, com 15 pinos cada um. Cada termopar é composto por dois componentes Cu (Cobre) e Co (*Constantan*), sendo assim, é possível realizar a medição de 7 termopares ao mesmo tempo em cada conector. Além disso, é possível utilizar estes mesmos fios para a transmissão de dados via tensão ou corrente, quando necessário. Para a vedação dos pinos do conector foi necessário o emprego de materiais de vedação que suportassem oscilação de temperatura (80°C a -170°C). Algumas resinas foram testadas, porém a que mostrou melhor resultado foi a resina epóxi DP 460 da marca *3M*. A função da resina é proteger a entrada dos conectores para que o ar exterior não entre por entre os termopares, além de isola-los de contato com o metal do conector.

Figura 38 - Conector DB15 (esquerda) e Conector Macho DB15 (direita).



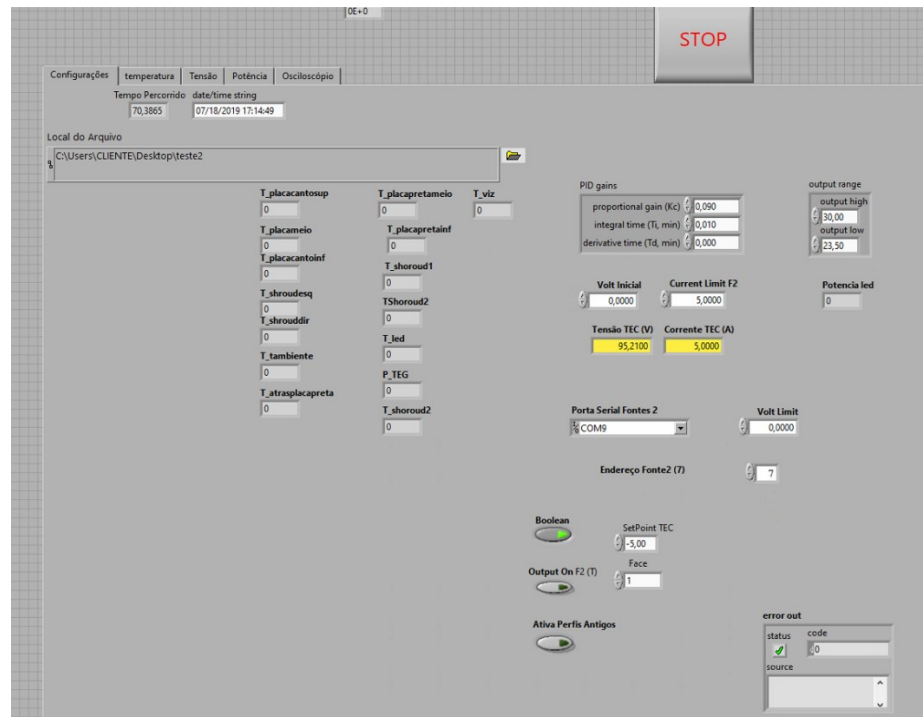
Fonte: Autor (2022).

### 3.2.4.2 Controle via Labview

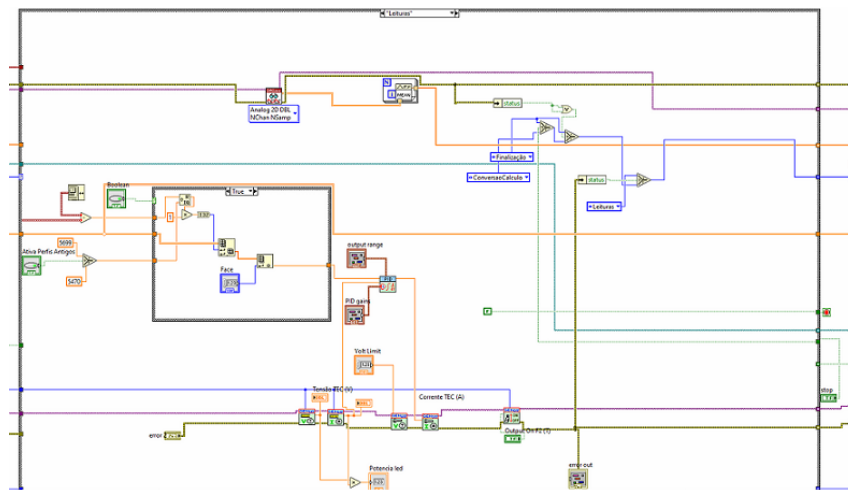
Para gerenciar a leitura, armazenamento e processamento dos dados foi implementado um código em *LabView*, que inclui uma interface para acompanhamento das principais informações do experimento em tempo real. O software *LabView* é uma plataforma de desenvolvimento de sistemas que utiliza uma linguagem de programação gráfica de nome “G”, originada pela empresa *National Instruments*. Esta plataforma é muito usada para projetos de aquisição de dados, controle e supervisão de instrumentos, assim como automação industrial com diferentes tipos de sistemas operacionais.

Neste trabalho, o código implementado empregou o conceito de máquina de estado que foi dividida em seis partes, com funções específicas para o funcionamento do experimento. Entre elas estão a parte de Inicialização, Leituras, Conversão & Cálculo, Salva Dados, Envio e finalização. O código utilizado em todos os experimentos foi desenvolvido com base no código utilizado por (OSTRUFKA A.,2019). Algumas modificações foram necessárias para adaptar as novas necessidades propostas no presente trabalho. Maiores detalhes sobre o código podem ser visualizados no Apêndice D.

Para que o usuário possa verificar algumas informações do sistema ao longo do progresso de um experimento, uma interface de usuário também foi implementada, permitindo a visualização das temperaturas dos termopares e a tensão no painel solar e no *TEG*. Nas Figura 39 e Figura 40 é possível observar a tela principal do usuário e a uma das telas de código.

Figura 39 - Tela do Usuário no *Labview*

Fonte: Autor (2022).

Figura 40 - Tela dos Blocos no comando *Labview*

Fonte: Autor (2022).

Para analisar o perfil de temperatura do casco interno foram colocados três termopares do tipo T (Cu/Co) fixados por uma fita de alumínio. A temperatura ambiente interna foi medida com um termopar solto no centro na câmara vácuo térmica. As temperaturas foram empregadas como parâmetro de entrada no controlador *PID*. O perfil de temperatura em órbita modelado por (MORSCH, 2017) foi usado como ponto de referência para o controlador *PID* do *Labview*.

### 3.2.4.3 LEDs

Para garantir que a irradiância emitida pelos LEDs durante uma órbita fosse a mesma do perfil de irradiância simulado por (MORSCH, 2017), foi necessário calibrar o equipamento em bancada. Para isso foi utilizado um piranômetro da marca *Kipp&Zoen modelo CMP21* acoplado em cima do LED, ver Figura 41. A potência do LED foi controlada por uma fonte da marca *Keysight modelo 34401A*. Para cada potência aplicada ao LED [W], o piranômetro fornecia com uma tensão [mV]. A tensão era convertida em irradiância [ $\text{W}/\text{m}^2$ ], seguindo o manual do equipamento que se encontra no Apêndice C. Todos os LEDs foram ligados em paralelo para garantir que recebessem a mesma potência. A distância entre o LED e o piranômetro foi de 25 mm. Esta mesma distância foi utilizada durante os testes com o painel solar no interior da câmara vácuo térmica. Durante a calibragem foi admitido que toda a irradiância gerada pelos LEDs foi absorvida pelo piranômetro.

Figura 41- Piranômetro e LED.



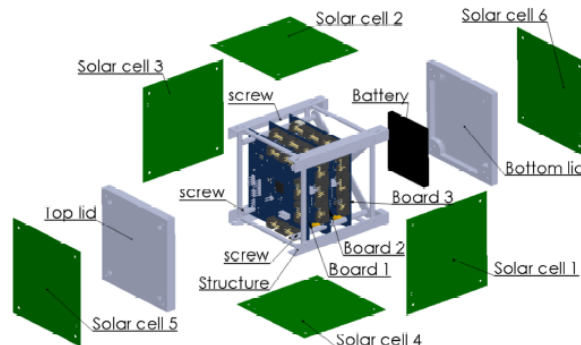
Fonte: Autor (2022).

### 3.2.5 Perfis de temperaturas

Para medir o desempenho do painel solar, TEG e tubo de calor foi necessário definir um perfil de irradiância solar equivalente a do nanossatélite em órbita. Esse trabalho empregou o perfil simulado por (MORSCH F., et al., 2017) para a missão FloripaSat. O perfil simulado considera uma órbita de  $91^\circ$  de inclinação a 550 km de altitude. A escolha foi feita baseada no objetivo deste trabalho que é usar o tubo de calor em um nanossatélite padrão *Cubesat* (1U). Para simular as irradiâncias recebidas pelo *Cubesat* durante a órbita, Morsch et al. (2017) utilizaram um modelo térmico tridimensional, que utiliza parâmetros do FloripaSat (*Cubesat*

1U). Para resolver equações de transferência de calor, baseando-se no método dos volumes finitos. A Figura 42 mostra o modelo geométrico 3D com vista explodida do FloripaSat.

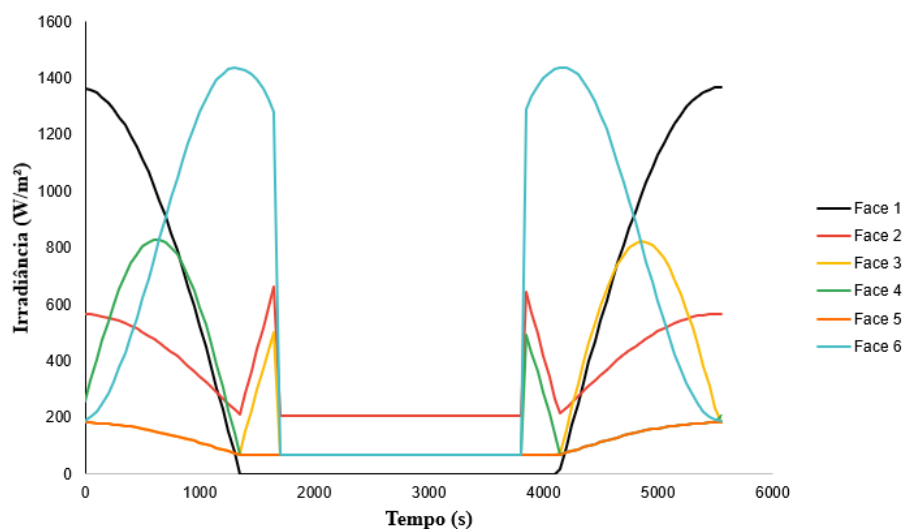
Figura 42 - Modelo geométrico utilizado na simulação do perfil de irradiância



Fonte: FILHO et al. (2017)

A Figura 43 mostra os perfis de irradiância para cada face do nanossatélite simulado por Morsch et al (2017). O período de uma órbita completa foi de 5500 segundos aproximadamente. Neste trabalho será usado o perfil da Face 1 em todas as simulações de irradiância. A escolha foi feita baseado no período de incidência solar e considerado o caso onde o satélite fica mais exposto a irradiância solar.

Figura 43 - Perfil de irradiância nas seis faces do satélite em uma órbita completa



Fonte: Morsch (2017).

### 3.2.6 Configurações de testes

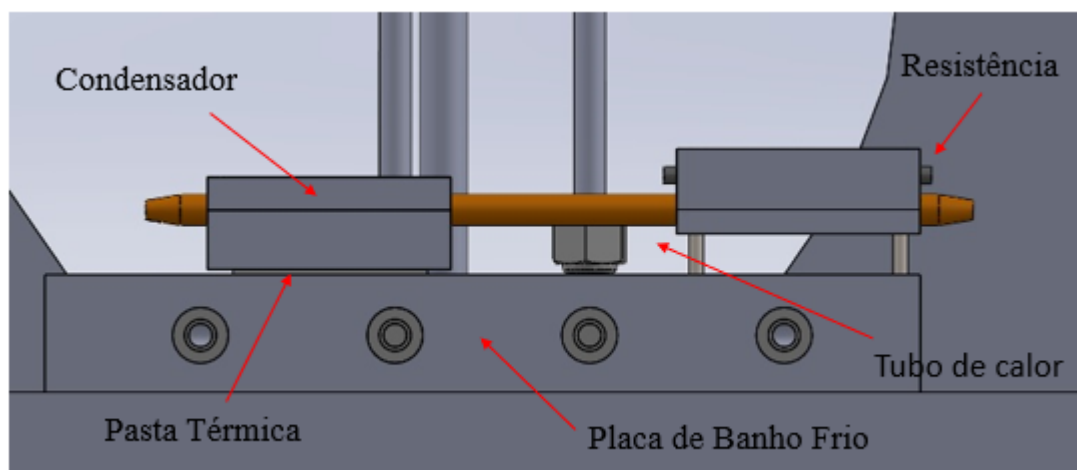
Alguns dos objetivos dessa dissertação estão relacionados a aplicação de diferentes tecnologias para melhorar a eficiência energética e controle de temperatura em *Cubesats*. Para atender a essa proposta foram testados três dispositivos: os tubos de calor com resistências elétricas, painel solar e tubo de calor e o painel solar com tubo de calor e geradores termoelétricos acoplados no mesmo. Além das avaliações individuais de cada dispositivo foram averiguados energeticamente suas combinações.

#### 3.2.6.1 Tubo de calor cobre/água – Limite de congelamento

Existem momentos em órbita que o satélite pode apresentar temperaturas negativas. Nesta seção será apresentada a metodologia experimental para obtenção da mínima quantidade de calor que o tubo precisa absorver para manter o fluido em sua fase líquida.

A Figura 44 mostra o aparato construído com o objetivo de entender duas limitações do tubo: a primeira, qual a energia mínima necessária para que o tubo descongele (*start up*) e passe a ser considerado operacional. A segunda, qual o ponto de potência máxima, ou seja, a partir de qual taxa de transferência de calor o líquido começa a evaporar antes de chegar ao evaporador, conhecido como o ponto de secagem (*Dry-Out*).

Figura 44 - Configuração tubo reto e resistência dentro da câmara vácuo térmica



Fonte: Autor (2022).

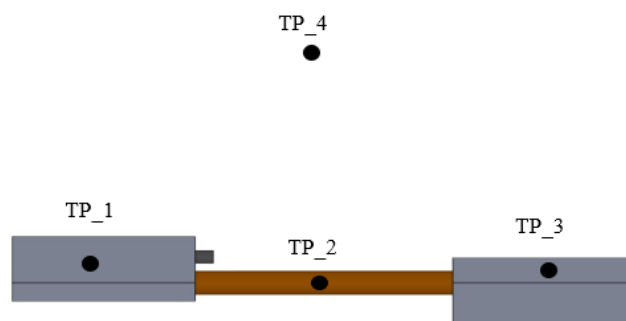
#### 3.2.6.1.1 Procedimento experimental ponto de congelamento

Primeiramente, o tubo foi colocado entre dois blocos de alumínio, como mostrado na Figura 44. Cada bloco foi utilizado para simular o evaporador e o condensador, respectivamente. Os comprimentos de 30 mm foram adotados para as seções do evaporador e condensador, de acordo as limitações geométricas do *Cubesat IU*. No bloco do evaporador uma resistência da marca *Omega* de 100W foi inserida, fornecendo calor para o sistema. O bloco do condensador foi colocado em contato com a placa fria da câmara vácuo térmica, servido como sumidouro de calor. Em ambas as seções foi aplicado uma fina camada de pasta térmica da marca *OmegaTherm*, para redução da resistência térmica de contato.

Como pode-se perceber, o dispositivo foi alojado no interior da câmara vácuo térmica. Este procedimento foi adotado, pois os demais testes foram conduzidos no mesmo local. Vale salientar que para este teste apenas o vácuo foi realizado, permanecendo a temperatura ambiente local. A seção adiabática do tubo estava sobre influência da temperatura externa da câmara.

Para o controle da temperatura do fluido (álcool etílico), que circula dentro da placa fria foi utilizado um banho térmico da marca *LAUDA Proline Edition X*, capaz de refrigerar fluido a temperatura de até  $-40^{\circ}\text{C}$ . O aquecimento da seção do evaporador é realizado em patamares de potências através da resistência elétrica que está ligada a uma fonte de tensão *TDK-Lambda modelo GEN 300-5*. As potências selecionadas para as resistências foram implementadas através do controlador PID do *Labview*. Os termopares do tipo T (Cu/Co) foram empregados nos testes e estão indicados na Figura 45, seguindo as posições da Tabela 8.

Figura 45 - Posições dos termopares



Fonte: Autor (2022).



Tabela 8 - Posições dos termopares

<b>Termopar</b>	<b>Posição</b>
TP_1	Seção do evaporador
TP_2	Seção adiabática
TP_3	Seção condensador
TP_4	Temperatura ambiente

Fonte: Autor (2022).

Para cada temperatura de teste estabelecida no condensador, a potência da resistência elétrica era incrementada de 2W até 10W. Para garantir que o tubo estivesse congelado, a temperatura da seção adiabática deveria ficar negativa, só então a resistência era ligada. O teste foi avaliado em regime permanente, quando a temperatura da seção adiabática se estabilizava, os valores eram calculados. O limite de teste em 10W foi escolhido devido as limitações de projeto.

O objetivo foi utilizar o tubo de calor em um modelo *Cubesat* 1U, seguindo o modelo teórico para órbita do *Floripa-Sat*, em que a máxima irradiância que o painel solar recebe em órbita é de aproximadamente 1400 W/m<sup>2</sup>. Considerando que a área de uma face do painel solar é 0,01 m<sup>2</sup> e sua eficiência máxima de conversão de energia é de 20%, a máxima energia que o tubo de calor poderia absorver na forma de calor seria próximo a 10 W. Algumas simplificações foram assumidas no experimento:

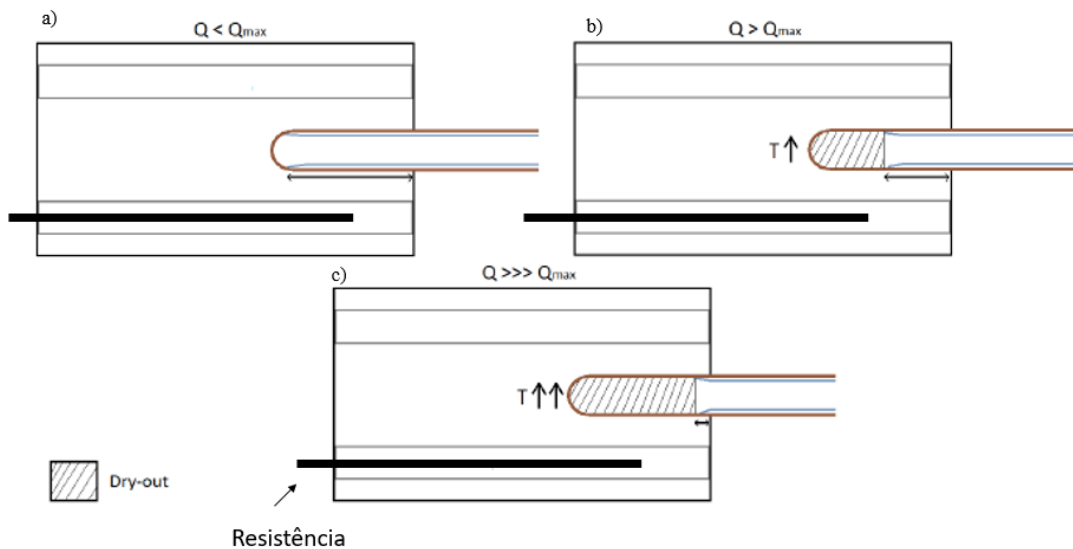
- Todo calor gerado pela resistência foi absorvido pelo tubo de calor;
- O bloco do evaporador estava isolado do contato com a placa fria e não havia perdas de calor para o ambiente;
- O condensador foi considerado como sumidouro infinito;
- Após a temperatura chegar em regime permanente era computado os valores de cada termopar.

### 3.2.6.2 Tubo de calor cobre/água - teste de Secagem

Neste teste, o experimento foi inserido dentro da câmara vácuo térmica, como no teste anterior. O objetivo agora consiste em analisar qual a máxima quantidade de calor que o tubo pode receber antes de secar. Conforme a taxa de transferência de calor do tubo se aproxima do limite de projeto, o líquido no seu interior começa a evaporar antes de chegar ao final da seção do evaporador. Na Figura 46 é possível observar 3 momentos importantes para a compreensão

deste teste. O primeiro (a) é quando o calor recebido pelo tubo é menor que seu calor limite capilar. Neste cenário, o líquido preenche toda seção do evaporador, caso ideal de funcionamento. No segundo caso (b), o calor é maior que o limite máximo de operação do tubo. Aqui o líquido entra em ebulição no meio da seção do evaporador. O terceiro caso (c) é quando o líquido entra em ebulição antes de chegar ao evaporador, o que acaba gerando o mau funcionamento do tubo, podendo levar ao aumento abrupto da pressão de vapor e ocorrer a fissão na superfície do material.

Figura 46 - Modelo simplificado de secagem (*dry-out*)



Fonte: Autor (2022).

Para se quantificar quando ocorre o *dry-out* é necessário analisar a curva de resistência térmica do tubo e a mesma é dada pela Equação (28). O procedimento consiste em incrementar níveis de potências nas resistências e gerar um gráfico de resistência em função da potência.

$$R_{Ter} = \frac{(T_{evap} - T_{cond})}{P_{apl}} \quad (28)$$

onde  $R_{Ter}$  é a resistência térmica do tubo em (K/W),  $T_{evap}$  é a temperatura média da seção do evaporador,  $T_{cond}$  é a temperatura média da seção do condensador e  $P_{apl}$  é a potência aplicada na resistências elétricas.

### 3.2.6.2.1 Procedimento Experimental

Com o experimento montado, foi selecionado algumas temperaturas para o termopar acoplado no condensador, iniciando em  $-15^{\circ}\text{C}$ ,  $-5^{\circ}\text{C}$ ,  $0^{\circ}\text{C}$ ,  $5^{\circ}\text{C}$  e  $10^{\circ}\text{C}$ . Para cada temperatura estabelecida no condensador a potência sobre a resistência elétrica foi incrementada de 2 em 2 W até 20W, iniciando em 4W. Os valores das temperaturas no evaporador e no condensador eram computados seguindo a Equação (28), e posteriormente plotados em gráficos como será mostrado na seção de resultados. As incertezas experimentais se encontram no Apêndice E.

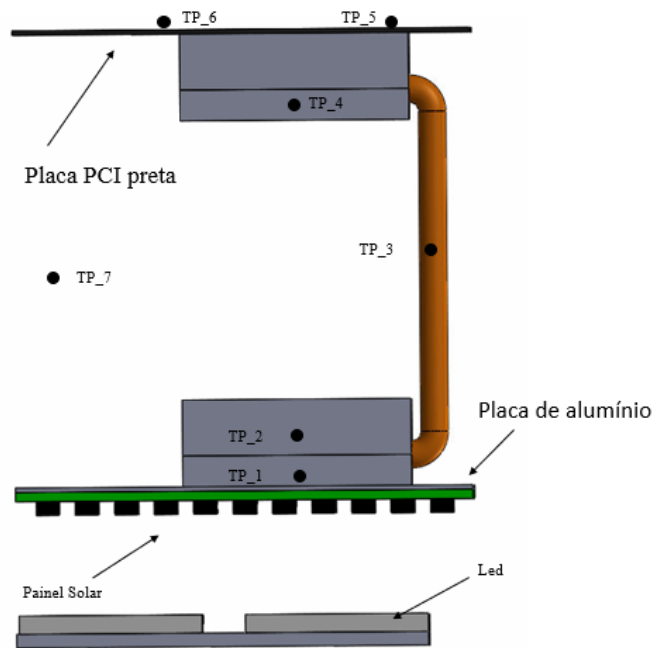
Algumas simplificações foram usadas no experimento:

- Todo calor gerado pela resistência foi absorvido pelo tubo de calor;
- O bloco do evaporador estava isolado do contato com a placa fria e não havia perdas para o ambiente;
- O condensador foi considerado como sumidouro infinito.
- Após a temperatura entrar em regime permanente a temperatura média dos últimos 200 pontos era considerada para cálculo da resistência térmica.
- Cada experimento foi repetido duas vezes e a média entre eles foi utilizada para análise.

### 3.2.6.3 Configuração 1 – Painel solar e tubo de calor

O objetivo desta configuração foi avaliar a influência do emprego de tubos de calor acoplados à painéis solares em *Cubesats* 1U. Como pode ser visto na Figura 47, o bloco do condensador do tubo foi acoplado em uma placa PCI ( Placa de Circuito Impresso), usando o cimento térmico *Omegatherm 201*. A placa PCI foi pintada de preto. A escolha da placa PCI teve objetivo em simular uma condição real de operação, onde a seção do condensador estaria acoplada ao painel solar diretamente, pois os painéis solares comerciais são feitos em PCI. O perfil de temperatura na placa PCI não era homogêneo, portanto foi colocado dois termopares e tirado a média entre eles. Na Tabela 9 é apresentada a identificação de cada termopar.

Figura 47 – Vista Superior da configuração painel, tubo e placa preta



Fonte: Autor (2022).

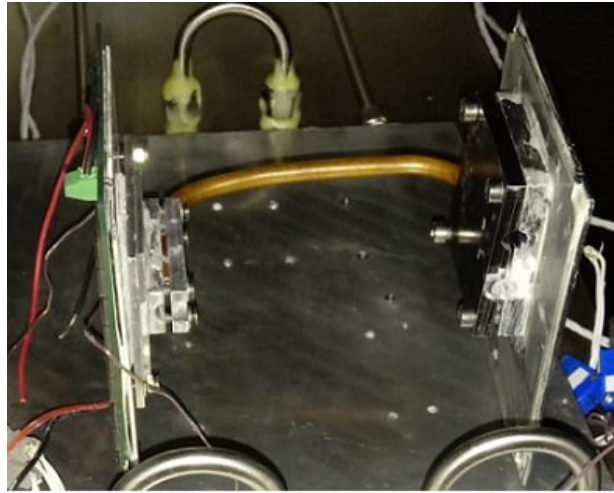
Tabela 9 – Posições dos Termopares

Termopar	Posição
TP_1	Parte externa do bloco no evaporador
TP_2	Parte interna do bloco do evaporador
TP_3	Seção adiabática do tubo
TP_4	Parte interna do bloco do condensador
TP_5	Parte externa da Placa PCI
TP_6	Parte externa da Placa PCI
TP_7	Termopar acoplado ao casco interno

Fonte: Autor (2022).

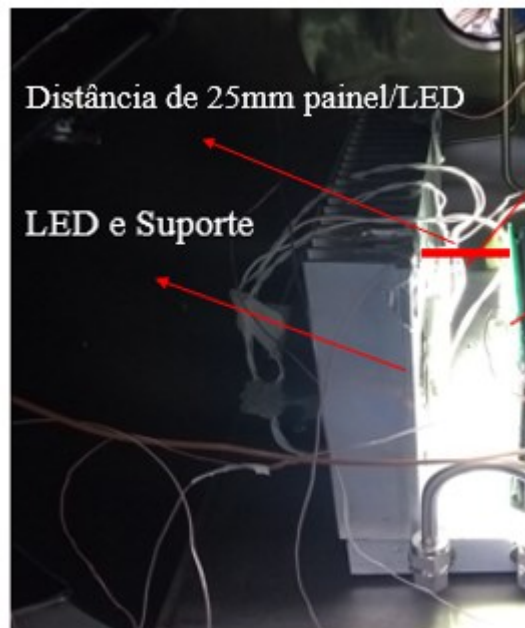
O bloco do evaporador do tubo de calor foi fixado com cimento térmico *Omegatherm-201* a uma placa de alumínio, que por sua vez estava fixada à PCI do painel solar. O objetivo da placa de alumínio foi deixar homogêneo o perfil de temperatura. Tanto o painel solar, quanto a placa PCI foram mantidos na vertical, ver Figura 48, para que o tubo sempre permanecesse na horizontal e os efeitos gravitacionais não interferissem nos resultados.

Figura 48 - Experimento painel solar e tubo dentro da câmara vácuo térmica



Fonte: Autor (2022).

Figura 49 - Montagem dentro da câmara vácuo térmica



Fonte Autor (2022)

Nesta configuração, o painel solar foi posicionado paralelamente a LEDs que simulavam uma condição de irradiância. A distância entre os dois dispositivos foi de 25 mm, a mesma utilizada para a calibração dos LEDs, ver Figura 49. Foi escolhida a irradiância de  $731 \text{ W/m}^2$ , devido às limitações de temperatura máxima do painel solar. A temperatura do casco interno da câmara vácuo térmica foi de  $-40^\circ\text{C}$ ,  $-30^\circ\text{C}$  e  $-20^\circ\text{C}$ . O objetivo dessa variação é compreender a influência da temperatura de vizinhança no experimento. Não foram utilizadas

temperaturas acima de  $0^{\circ}\text{C}$  , pois o objetivo era compreender como a região adiabática se comportava em temperaturas negativas. Para cada irradiância aplicada foi analisado o perfil de temperatura do painel com o e sem o tubo de calor.

### 3.2.6.3.1 Procedimentos experimental em regime permanente

Para os testes em regime permanente foram admitidas as seguintes simplificações:

- Para ser considerado permanente a variação da temperatura dos últimos 200 pontos deveria ser menor que  $\Delta T < 1^{\circ}\text{C}/\text{min}$  ;
- Tubo de calor na posição horizontal;
- Somente perda de calor por radiação para o ambiente pela placa PCI com área de  $0,01\text{m}^2$  e emissividade = 1;
- Comprimento da seção do evaporador de 30 mm;
- Comprimento da seção do condensador de 30 mm;
- A irradiância do *LED* é mantida constante durante cada teste;
- Toda a irradiância do *LED* é absorvida pelo painel solar.

Na Tabela 10 são apresentados todos os testes que foram realizados para a irradiância fixa em  $731\text{ W/m}^2$ .

Tabela 10 - Montagens do painel para irradiância fixa

Temperatura do casco interno	Painel sem tubo	Painel com tubo
$-20^{\circ}\text{C}$	X	X
$-30^{\circ}\text{C}$	X	X
$-40^{\circ}\text{C}$	X	X

Fonte: Autor (2022).

Após os testes com a irradiância fixa, foi selecionado uma temperatura do casco interno fixa de  $-15^{\circ}\text{C}$  e variado as irradiâncias. Na Tabela 11 é apresentada as configurações testadas.

Tabela 11- Temperatura do casco interno constante em  $-15^{\circ}\text{C}$

Irradiância em $[\text{W}/\text{m}^2]$	Painel com tubo	Painel sem tubos
7,00	X	X
22,35	X	X
58,70	X	X
167,86	X	X
427,42	X	X
731,14	X	X
1075,00	X	X

Fonte: Autor (2022).

### 3.2.6.3.2 Procedimento experimental em regime transiente

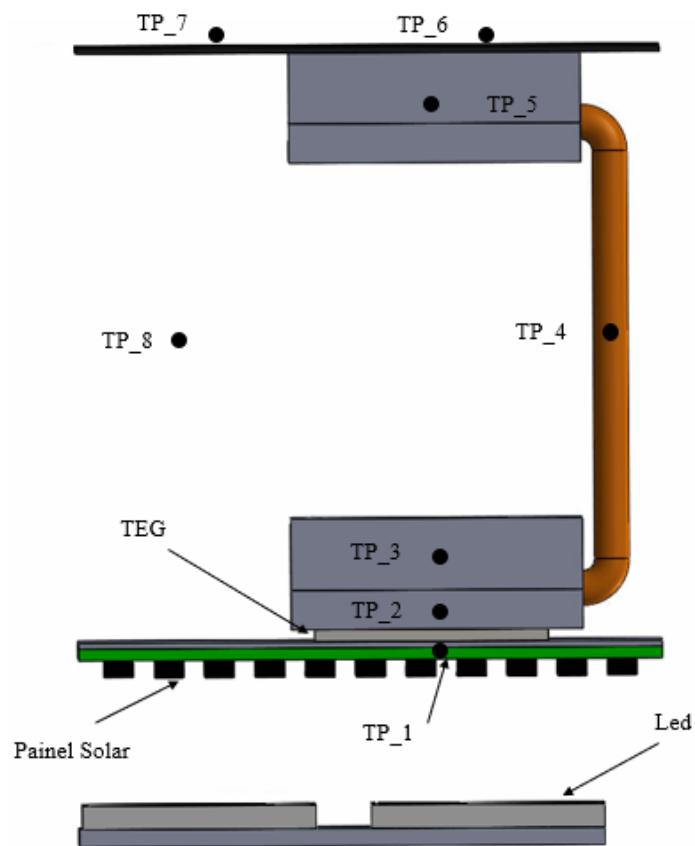
Para os testes em regime transiente, simulando uma condição real orbital do satélite, foi utilizado o perfil de temperatura da Face 1 do painel solar de acordo com as simulações realizadas por Morsch (2017), ver Figura 43. O objetivo de variar a irradiância do *LED* foi entender o comportamento do painel solar com e sem o tubo durante uma órbita completa. As temperaturas para o casco interno foram mantidas a  $-15^{\circ}\text{C}$  utilizando o álcool na serpentina e  $-90^{\circ}\text{C}$  utilizando o nitrogênio. Analisar o desempenho do painel solar, com e sem o tubo, também é um dos objetivos desse trabalho. Utilizando o método citado na seção 3.2.3 foi realizado a medição da potência instantânea do painel. Alguns parâmetros foram selecionados e são apresentados a seguir:

- Comprimento do tubo no evaporador 30 mm;
- Comprimento do tubo no condensador 30 mm;
- Distância do painel solar ao led 25 mm fixa;
- Pasta térmica entre o tubo e o bloco do condensador;
- Pasta térmica entre o tubo e o bloco do evaporador;
- Durante os testes foi aguardado as temperaturas chegarem em regime permanente antes de ligar o *LED*;

### 3.2.6.4 Configuração 2 – Painel, tubo de calor dobrado e TEG

Nesta configuração (ver Figura 50), o gerador termoelétrico foi acoplado ao sistema tubo de calor/painel solar. O intuito da aplicação do *TEG* foi avaliar o seu desempenho em uma situação real de operação, avaliando seu desempenho na geração de energia para um Cubesat 1U, transformando a energia térmica que seria rejeitada em energia.

Figura 50 - Vista superior do painel, TEG, tubo e placa preta



Fonte: Autor (2022).

Os termopares TP\_1 e TP\_2 são os mais importantes nesse experimento, pois a potência gerada pelo *TEG* depende da diferença entre as temperaturas da face quente e da face fria do *TEG*. Neste teste foi realizada a análise apenas do regime transiente. Na Tabela 12 é apresentada a função de cada termopar.



Tabela 12 - Posições dos termopares Tubo+TEG

<b>Termopar</b>	<b>Posição</b>
TP_1	Parte quente do TEG acoplado ao painel solar
TP_2	Parte fria do TEG acoplado ao bloco de alumínio
TP_3	Evaporador do tubo
TP_4	Seção Adiabática do tubo
TP_5	Condensador do tubo
TP_6	Parte Externa da placa PCI
TP_7	Parte Externa da placa PCI
TP_8	Casco interno da câmara vácuo térmica

Fonte: Autor (2022).

#### 3.2.6.4.1 Procedimento experimental em regime transiente

Após a montagem do experimento no interior da câmara vácuo térmica foi aplicado mesmo perfil de irradiância no *LED* como no experimento anterior. Para o cálculo da potência instantânea foi empregado os procedimentos listados na seção 3.2.2. O objetivo principal desta análise foi avaliar a quantidade total de energia que o *TEG* pode gerar durante o período no qual ele recebe calor.

Os parâmetros e simplificações adotadas são apresentadas a seguir:

- Comprimento do tubo no evaporador 30 mm;
- Comprimento do tubo no condensador 30 mm;
- Distância do painel solar ao led 25 mm fixa;
- Pasta térmica entre o tubo e o bloco do condensador;
- Pasta térmica entre o tubo e o bloco do evaporador;
- Pasta térmica entre o *TEG* e o bloco do evaporador do tubo;
- Antes de ligar o *LED* foi aguardado todos os termopares atingirem temperaturas em regime permanente.

### 3.2.7 Análise das Incertezas Experimentais

As incertezas experimentais estão associadas às incertezas da fonte de tensão DC que fornecem energia ao aparato experimental, ao sistema de aquisição de dados, aos sensores de temperatura e do banho térmico. A incerteza de medição da fonte de tensão são 0,01V; 0,001A. A incerteza dos sistemas de aquisição de sinais *DAQ-NIMAx* (aquisição de dados e leitura da tensão do Painel Solar e *TEG*) é de 1% do fundo de escala, isto é 0,1V. A incerteza do termopar do tipo T é de  $\pm 1^{\circ}C$  e a do banho térmico  $\pm 0,01^{\circ}C$ . Para a determinação das incertezas de medição da potência elétrica do *TEG* e painel foi empregado o modelo de propagação de erro conforme (BORBA, 2019) visto no Apêndice E.

## 4 RESULTADOS

Na presente seção são apresentados os resultados obtidos neste trabalho. A seção é dividida em três partes: a primeira aborda os resultados das caracterizações do LED e da câmara vácuo térmica, a segunda apresenta os resultados do modelo teórico e a terceira os resultados das configurações experimentais testadas.

### 4.1 CARACTERIZAÇÃO DO PERFIL DE IRRADIÂNCIA DO LED

Após a montagem do *LED* com o piranômetro, ver Figura 41, e seguindo os procedimentos demonstrado na seção de metodologia, os valores de irradiância para cada potência aplicada ao *LED* são apresentados na Tabela 13.

Tabela 13 - Calibração LED com piranômetro.

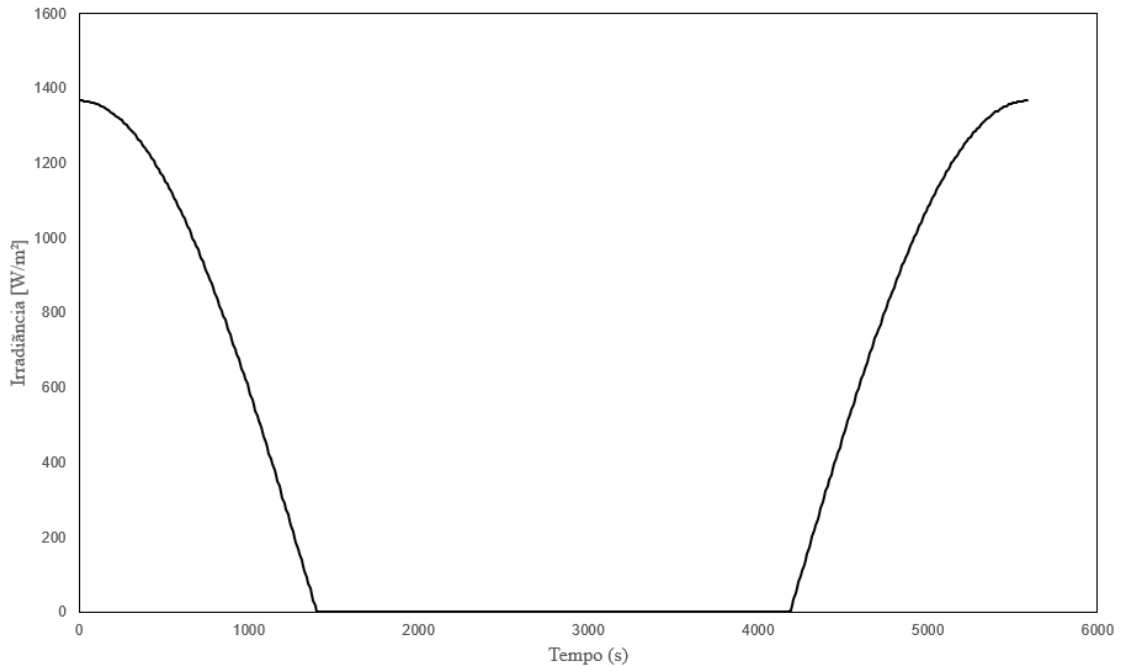
Potência aplicada no LED [W]	Irradiância medida [W/m <sup>2</sup> ]
0,24	3,60
0,24	4,86
0,50	7,02
0,51	11,40
1,04	22,35
2,65	58,77
6,48	167,86
15,67	427,42
28,00	731,14
42,75	1075,24
60,90	1481,27
79,65	1881,93

Fonte: Autor (2022).

Com os *LEDs* calibrados foi possível montar a curva de irradiância em função do tempo. Durante os testes experimentais, o controlador PID recebeu os valores da curva de irradiância através de uma aproximação parabólica através da Equação (29), onde  $\Phi$  é o fluxo em W/m<sup>2</sup> e  $t$  o tempo em segundos. A equação representa apenas o período na qual o satélite recebe a incidência solar, ou seja o equacionamento considera  $T_0 = 4100$  s. Durante o eclipse, o *LED* foi desligado. A potência máxima usada nos testes foi de 1400 W/m<sup>2</sup>, pois maiores valores poderiam danificar o equipamento. Na Figura 51 é possível verificar o perfil de irradiância completo durante uma órbita.

$$\Phi(t) = -0,0008t^2 + 2,0764t - 2,0756 \quad (29)$$

Figura 51 - Perfil de Irradiância gerado



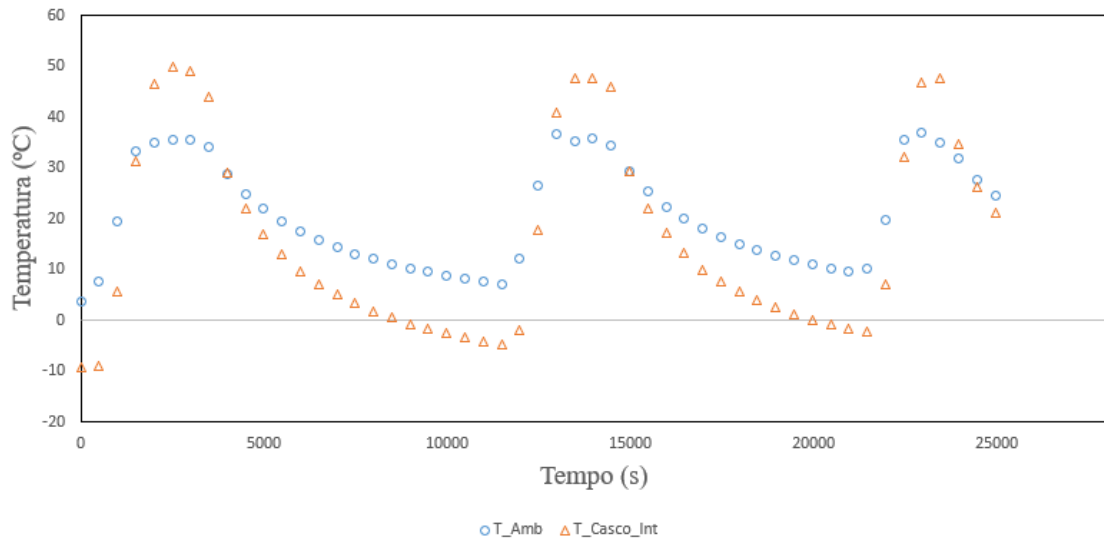
Fonte: Autor (2022).

## 4.2 CARACTERIZAÇÃO DA CÂMARA VÁCUO TÉRMICA

A câmara vácuo térmica foi projetada para variar a temperatura no casco interno durante os testes. Na Figura 52 é mostrado o perfil de temperatura durante 3 ciclos térmicos, cada um com aproximadamente 5800 segundos, onde os primeiros 2700 foram aquecidos com a resistência e os outros 2700 resfriado com o álcool. No gráfico é possível observar picos em torno de 50°C e vales em torno de -6°C nas temperaturas do casco interno.

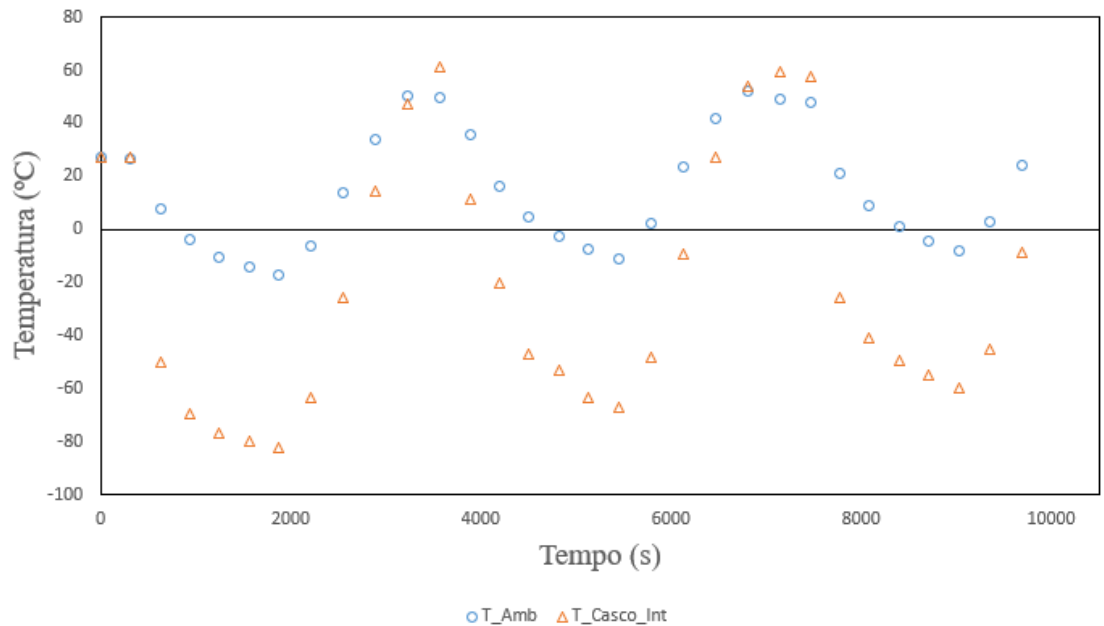
Nas condições de espaço, as temperaturas ambientais de um nanossatélite são menores que as obtidas quando o álcool etílico é utilizado como fluido refrigerante. Para que a temperatura ambiente atinja valores menores foi necessário o emprego de nitrogênio líquido. Através da manipulação de válvulas, o nitrogênio líquido foi inserido na serpentina a -90°C. Na Figura 53 é possível observar as temperaturas durante três órbitas completas onde o casco foi resfriado com nitrogênio líquido.

Figura 52 - Perfil de temperatura da câmara com álcool na serpentina.



Fonte: Autor (2022).

Figura 53 - Perfil de temperatura da câmara resfriado com nitrogênio líquido.



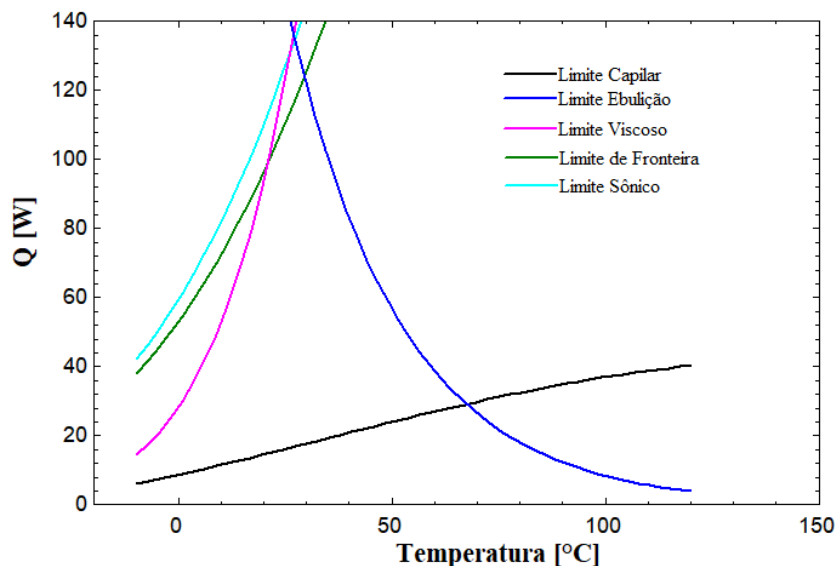
Fonte: Autor (2022).

#### 4.3 RESULTADOS – MODELO TEÓRICO

Nesta seção são apresentados os resultados das simulações feita no EES para a determinação do limite de transferência de calor teórico do tubo de calor cobre/água. Os limites operacionais impõe restrições a capacidade de transportar calor do tubo. Implementando as equações apresentada na Seção 2.3.3 no *software EES*, e plotando a taxa de transferência de

calor em função da temperatura de operação do tubo é possível verificar os limites operacionais do tubo de calor. Na Figura 54 os limites operacionais de um tubo com 6 mm de diâmetro são apresentados. Como pode ser constatado, o limite mais importante, ou seja, o mais restritivo, é o limite capilar para temperaturas abaixo de 70°C. Em temperaturas mais baixas, a capacidade de transporte de calor diminui rapidamente. Em temperaturas mais elevadas, a capacidade de transporte é limitada pelo limite de ebulição. É preciso frisar, porém, que o limite de ebulição é muito dependente do raio do sítio de nucleação, cujo valor teórico é de difícil determinação. O limite capilar em regiões perto do 0°C é baixo devido a solidificação da água. No modelo teórico, as propriedades do fluido variam com a temperatura, e a água solidifica em zero grau. A capilaridade tende a ser nula nessas regiões, impedindo o funcionamento do tubo de calor.

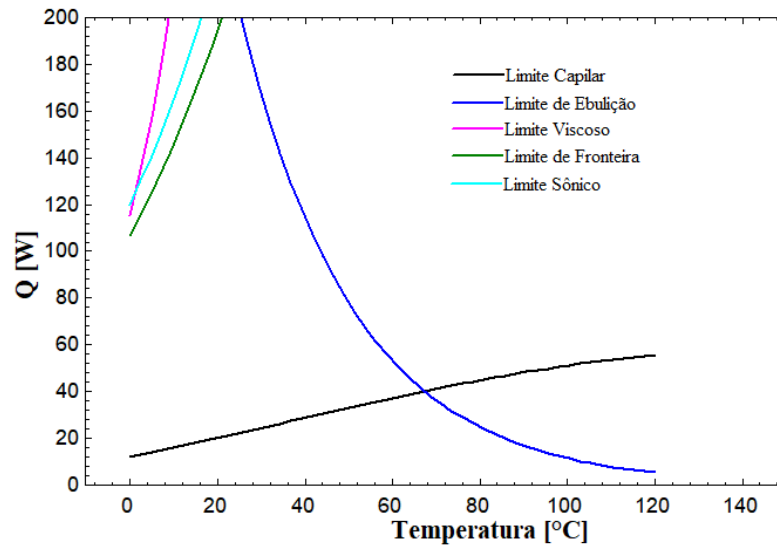
Figura 54 - Limites Operacionais do tubo de calor de 6mm de diâmetro



Fonte: Autor (2022).

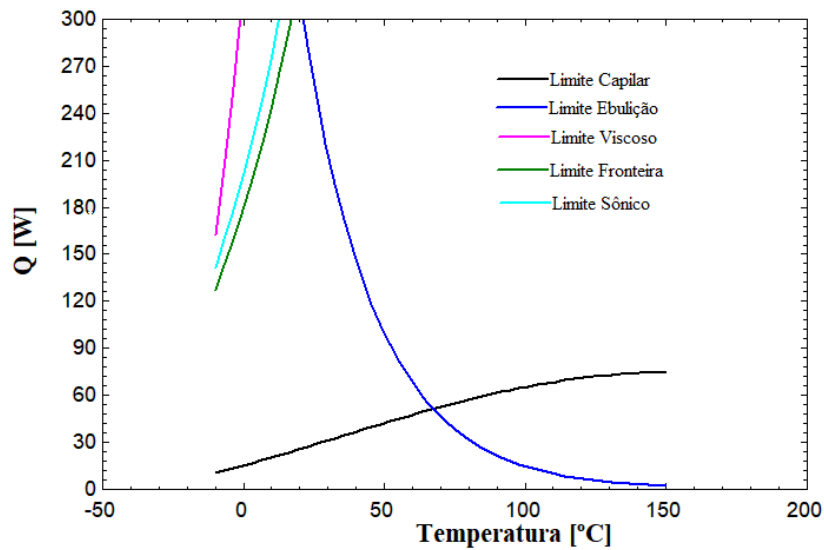
Com o objetivo de compreender a influência do diâmetro interno dos tubos de calor nos limites operacionais, este parâmetro foi avaliado teoricamente. As Figura 55 e Figura 56, mostram os tubos com 8mm e 10mm de diâmetro, respectivamente. A capacidade operacional do tubo de calor aumenta à medida que o diâmetro do tubo se eleva, devido ao aumento do diâmetro e por conseguinte a área externa do tubo, fazendo com que o mesmo absorva mais calor do meio. Em todos os casos para temperaturas baixas o fator limitante de projeto é o limite capilar.

Figura 55 - Limites operacionais do tubo de 8mm de diâmetro



Fonte: Autor (2022).

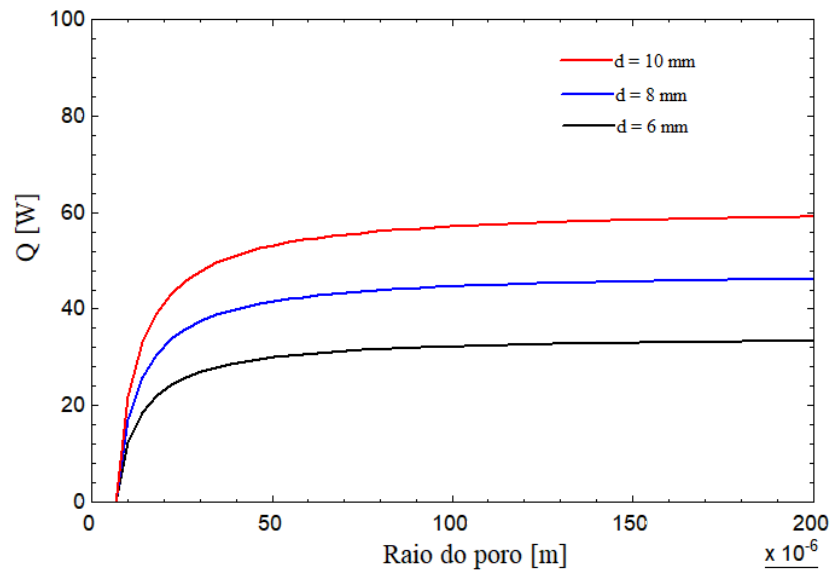
Figura 56 - Limites operacionais do tubo de 10mm de diâmetro



Fonte: Autor (2022).

O raio do poro médio é um parâmetro importante para o modelo teórico dos tubos de calor. Na Figura 57 é mostrado o limite capilar em função do raio do poro para a temperatura de operação de 25°C. O aumento do raio do poro aumenta o limite capilar para uma mesma espessura de meio poroso. A partir de aproximadamente  $50 \times 10^{-6}$  m, a influência da variação do raio do poro no limite capilar diminui, pois há equalização entre as perdas de carga da fase líquida e a pressão capilar proporcionada pelo elemento poroso.

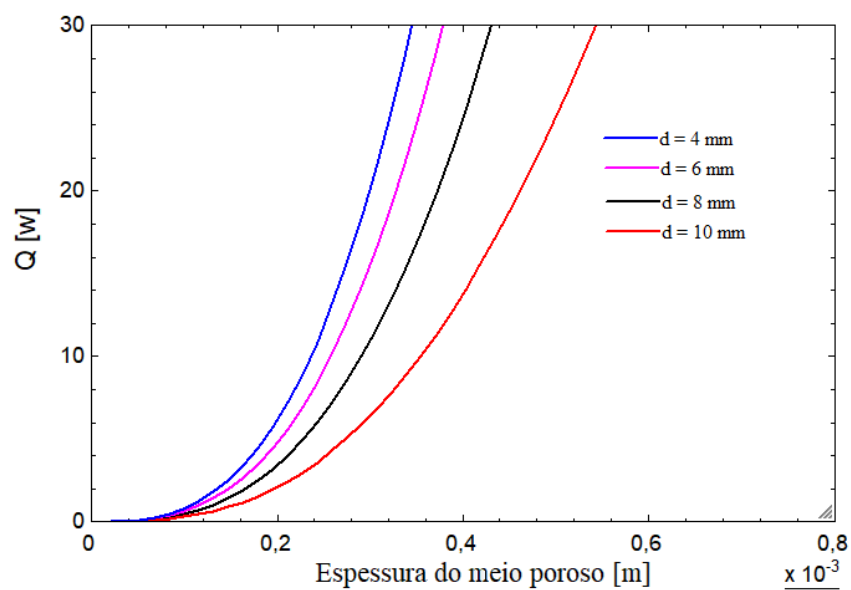
Figura 57 - Limite capilar em função do raio do poro



Fonte: Autor (2022).

A espessura do meio poroso é outro fator de influência no projeto. Na Figura 58 é possível observar que a diminuição da espessura do meio poroso também é limitante, pois se houver uma diminuição elevada o líquido não consegue fluir do condensador até o evaporador por capilaridade.

Figura 58 - Limite capilar em função da espessura do meio poroso.



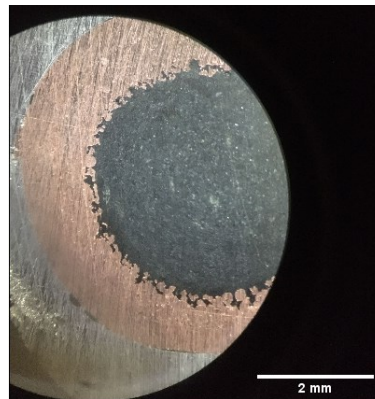
Fonte: Autor (2022).



#### 4.4 RESULTADO DA METALOGRAFIA

Nesta seção serão apresentados os resultados da análise metalográfica feita no tubo de calor usado neste trabalho. Na Figura 59 pode ser visto a seção transversal do tubo de calor. Nela, a região cinza é parte do fio de estanho usado para que a amostra ficasse posicionada devidamente durante o embutimento em baquelite. Pode-se observar que a região da parede de cobre é muito maior que a região porosa. Através das medidas obtidas pelo software *ImageJ* estima-se que a espessura da parede do tubo seja 1,5mm.

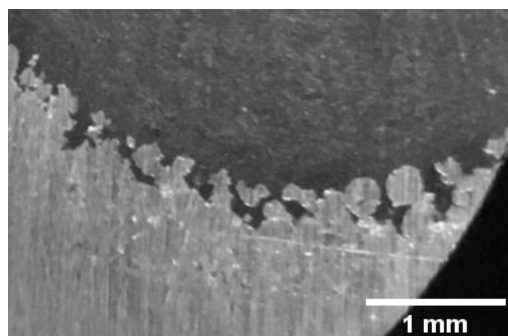
Figura 59 - Foto do tubo após o polimento



Fonte: Autor (2022).

Com relação ao raio do poro, a medida aproximada é de  $250\mu m$ . A medição deste parâmetro foi de difícil obtenção pois o cobre é um material dúctil, e durante o polimento da amostra, parte no material cobria os poros do elemento poroso. Na Figura 60, é possível observar o poro com maior detalhe.

Figura 60 - Figura em zoom do meio poroso



Fonte: Autor (2022).

Através de medidas de massa foi possível estimar a quantidade de líquido no interior do tubo de calor. Este valor foi de 1000 mg, o resultado foi considerando a água pura com densidade de 1 g/ml.

Outro ponto relevante para qualquer aplicação espacial é entender a massa dos componentes que serão instalados. Na Tabela 14 podem ser vistos as massas de cada componente a ser instalado no *Cubesat* 1U.

Tabela 14 – Massa dos componentes

Item	Massa [g]
Tubo de calor	13,740
Suporte alumínio evaporador	5g
Suporte alumínio condensador	5g
TEG	19,610

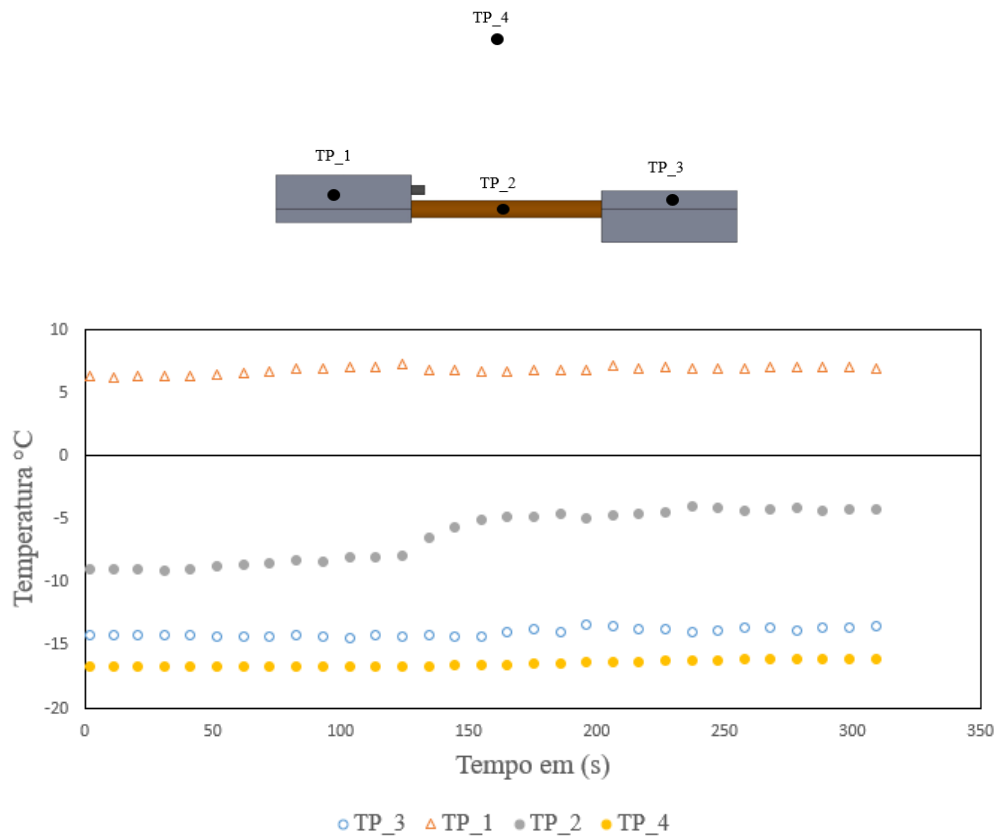
Fonte: Autor (2022).

#### 4.5 RESULTADOS – TUBO DE CALOR - PONTO DE CONGELAMENTO

Nesta seção são apresentados os resultados dos testes experimentais relacionados ao funcionamento do tubo de calor em temperatura abaixo do ponto de congelamento da água. Com a temperatura do condensador mantida constante ( $-15 \pm 1^\circ\text{C}$ ) e a potência de aquecimento elevada em incrementos de 2 W. Para melhor descrever este efeito serão apresentados três resultados para 2, 4 e 6 W separadamente. O efeito desejado é que o líquido consiga descongelar e ser bombeado pela ação capilar até o evaporador.

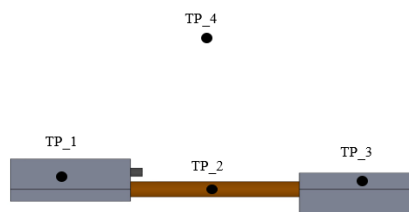
Na Figura 61, para o teste de 2W, é possível observar um aumento de temperatura na seção adiabática indicada pelo termopar TP\_2. Porém a potência imposta não é suficiente para que haja o descongelamento completo do líquido, e conseqüente, geração de vapor. Dessa forma não é possível afirmar que o tubo está operacional para esta potência. Outro ponto importante observado é que a temperatura da condensador (TP\_3) se manteve constante, garantindo assim uma condição de sumidouro infinito.

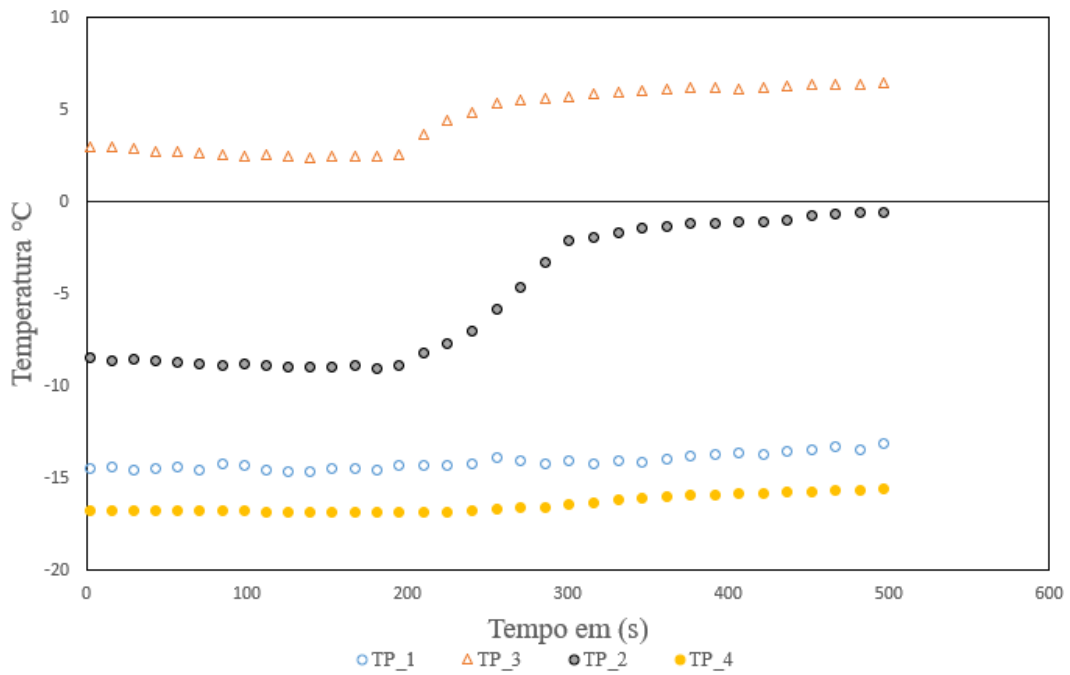
Figura 61 - Potência de 2W na resistência



Na Figura 62, a potência imposta foi de 4W. Pode-se observar que houve o início de descongelamento pela elevação da temperatura da seção adiabática. No mesmo instante (~300 s), a temperatura do evaporador aumentou indicando a presença de vapor no tubo de calor. Neste momento é possível dizer que o tubo está semi-operacional.

Figura 62 - Potência de 4W na resistência

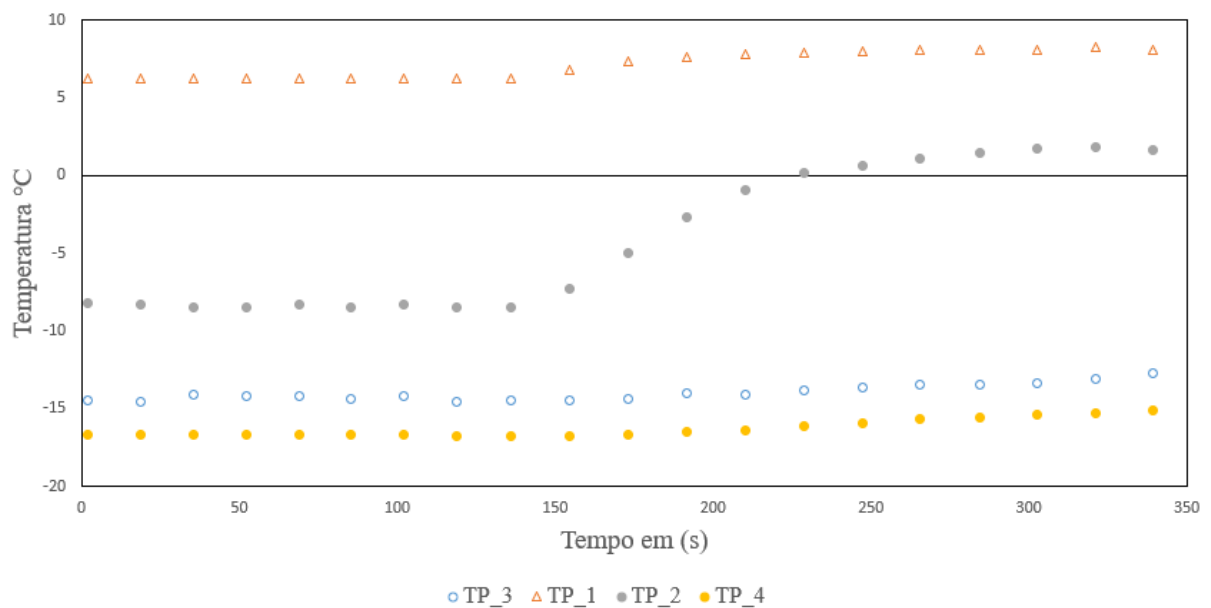




Fonte: Autor (2022).

Ao aplicar 6W na resistência é possível observar que a temperatura da seção adiabática, TP\_2, ultrapassa a barreira de 0°C em aproximadamente 200 segundos, como ilustra a Figura 63.

Figura 63 - Potência de 6W na resistência.



Fonte: Autor (2022).

Aplicando mais incrementos de potência até 10W e analisando os resultados é possível concluir que a partir de 4W o tubo se torna operacional. Na Tabela 15 são apresentados todos os resultados e os demais gráficos se encontram no Apêndice F.

Tabela 15 - Potências de descongelamento

Potência Resistência (W)	Situação Operacional	(°C)
2	Não Funcionou	- 15
4	Limite Funcional	-15
6	Funcionou	-15
8	Funcionou	-15
10	Funcionou	-15

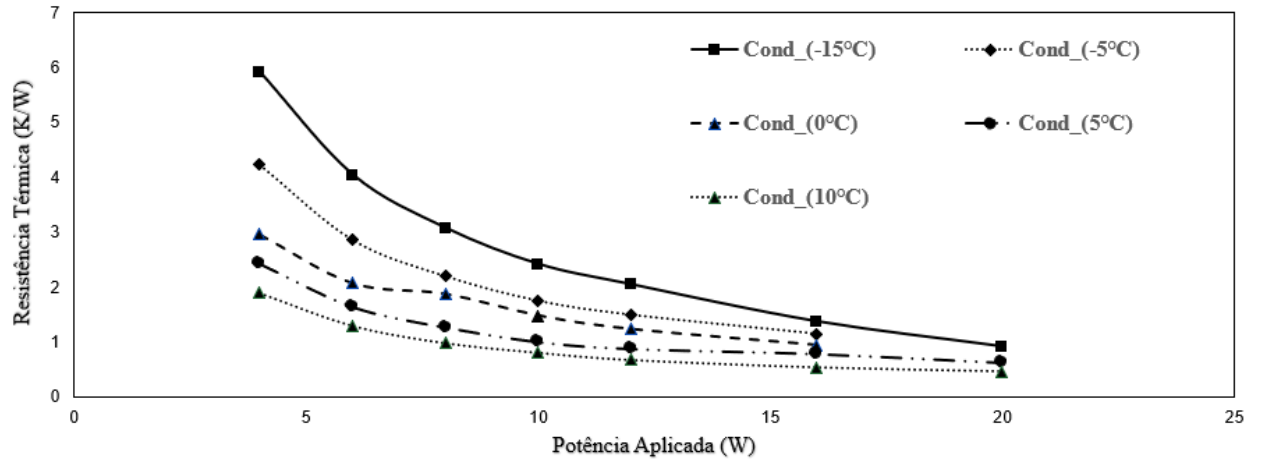
Fonte: Autor (2022).

As simplificações adotadas tornam conservador os resultados obtidos. Na prática existem perdas de calor para o meio, e nesse caso está sendo considerado que todo calor gerado pela resistência foi absorvido pelo evaporador do tubo. O tubo sozinho necessita de menos energia para descongelar o líquido no condensador e ser tornar operacional.

#### 4.6 RESULTADOS –TUBO DE CALOR - SECAGEM

Nesta seção serão apresentados os resultados para o teste de secagem (*Dry-Out*). Na Figura 64 é possível notar que a resistência térmica diminui com o aumento da potência transportada. Pode se notar também, pelo tubo de calor conter água, o ponto de secagem (ponto mínimo de resistência) é de difícil determinação, isto ocorre principalmente pelo fato de as propriedades do fluido serem excelentes, aumentando muito a capacidade de transferir calor. A secagem não pode ser atingida neste caso, pois potencias acima de 25W aplicadas na resistência podem danificar o experimento.

Figura 64 - Resistência térmica para diferentes temperaturas de condensador.



Fonte: Autor (2022).

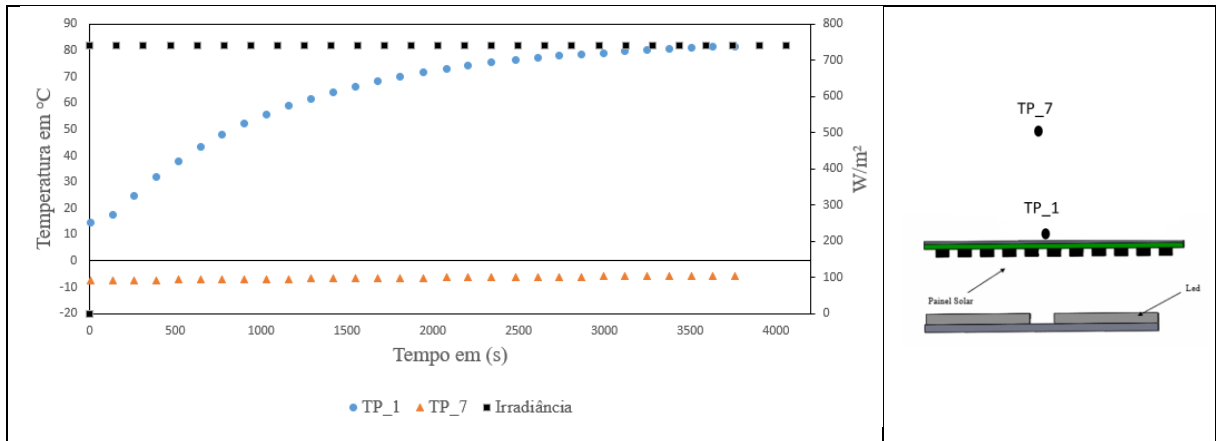
#### 4.7 RESULTADOS – CONFIGURAÇÃO 1 - PAINEL SOLAR E TUBO DE CALOR

Nesta seção são apresentados os resultados da configuração painel solar e tubo dobrado. Os resultados serão divididos em duas partes: a primeira em regime permanente e a segunda em regime transiente.

##### 4.7.1 Regime Permanente

Seguindo os parâmetros apresentados na seção 3.2.6.3: (i) potência do *LED* fixa em  $740 \text{ W/m}^2$  e (ii) temperatura do casco interno TP\_7 constante a  $-10^\circ\text{C}$ . Na Figura 65 é possível observar os resultados térmicos do teste com o painel solar sem a presença do tubo de calor. Observa-se que o comportamento térmico do termopar TP\_1, situado logo atrás do painel solar, aumenta gradativamente ao longo do tempo. O regime permanente é atingido em  $80^\circ\text{C}$  a aproximadamente 3500 s após o início do teste. O teste foi realizado com a temperatura do casco a  $-10^\circ\text{C}$ .

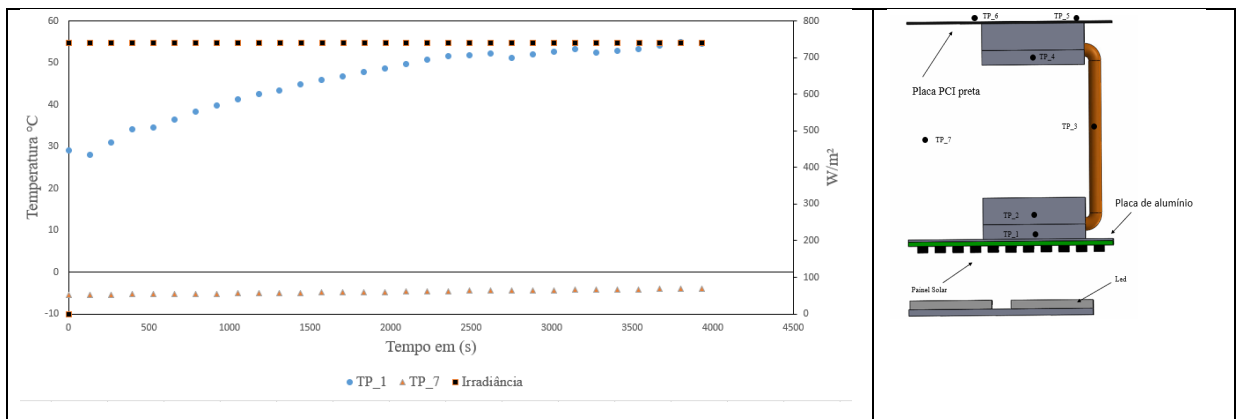
Figura 65 – Painel Solar sem o tubo de calor.



Fonte: Autor (2022).

Repetindo o mesmo procedimento anterior, porém agora com o tubo de calor acoplado ao painel solar é obtido o gráfico da Figura 66. A temperatura de regime permanente do termopar TP\_1 atingiu aproximadamente 60°C, ou seja, 20°C menor que o teste anterior. Isso se deve ao fato do uso de tubo de calor acoplado no painel contribuir para a transferência de calor.

Figura 66 - Painel Solar com tubo de calor.



Fonte: Autor (2022).

Com o intuito de entender melhor a influência da temperatura do casco interno os resultados experimentais foram realizados mais testes variando este parâmetro. Os resultados foram compilado e são apresentados na Tabela 16. No Apêndice F são apresentados os demais perfis de temperatura. Pode-se constatar que a diminuição da temperatura do casco interno afeta pouco a temperatura do painel solar.

Tabela 16 - Irradiância Constante e variando a temperatura do casco interno.

Potência Led W/m <sup>2</sup>	Temperatura no casco interno em °C	Temperatura no painel solar sem tubo em °C	Temperatura no painel solar com tubo em °C	Diminuição da temperatura em %
731	-20	81,87	65,21	20
731	-30	81,53	60,37	26
731	-40	83,64	61,45	27

Fonte: Autor (2022).

Na Tabela 17 é possível analisar o comportamento térmico do painel com e sem o tubo de calor para várias irradiâncias para a temperatura de casco interno fixa em -15°C. Os resultados foram sempre analisados em regime permanente como no experimento anterior.

Para irradiâncias menores que 58 W/m<sup>2</sup> não houveram mudanças significativas da temperatura do painel solar. Para a máxima irradiância testada houve uma variação de aproximadamente 26°C na temperatura do painel, evidenciando a relevância do emprego do tubo de calor para controle térmico de painéis solares.

Tabela 17 - Temperatura do Painel para casco interno em -15°C

Irradiância Led W/m <sup>2</sup>	TP_1 Sem tubo (°C)	TP_1 com tubo (°C)	TP_7 °C
7,0	2,4	7,0	-15,9
22,3	2,5	6,3	-15,7
58,7	8,2	6,5	-16,4
167,8	21,9	12,2	-15,8
427,4	47,8	34,9	-15,6
731,1	52,4	40,4	-14,6
1075,0	95,3	79,4	-14,4

Fonte: Autor (2022).

#### 4.7.2 Regime Transiente

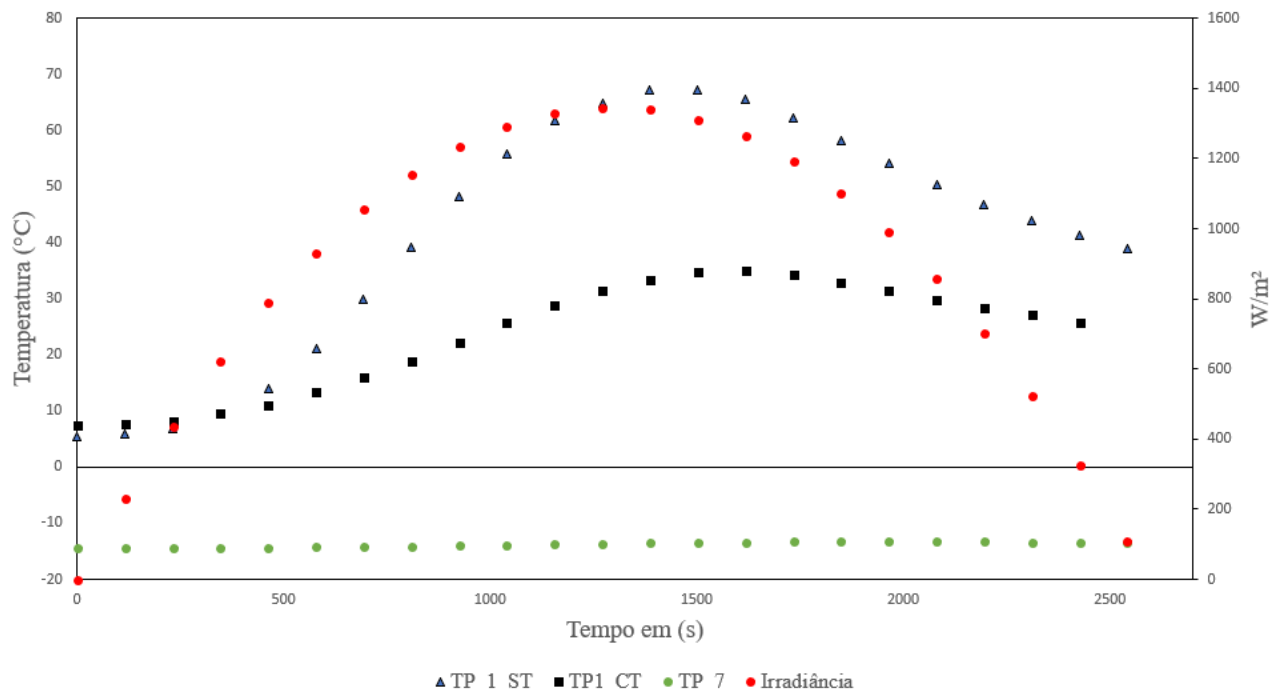
Com o objetivo de entender o comportamento do uso de tubo de calor no painel em regime transiente foi realizado um procedimento experimental conforme apresentado na Figura 48. Os resultados são ilustrados na Figura 67, onde é possível analisar o perfil de temperatura durante os primeiros 2700 segundos em função da irradiância orbital imposta ao painel solar. A temperatura do casco interno foi mantida em -15°C ao longo do teste.



Os resultados do período de eclipse não são apresentados, pois o objetivo deste teste é analisar a diminuição das temperaturas do painel solar com o emprego do tubo de calor no período onde o satélite sofre incidência solar.

O resultado mostra que o emprego do tubo de calor diminuiu a temperatura de pico do termopar TP\_1, situado atrás do painel solar, de 65°C para 40°C, ou seja uma diminuição de 38% na temperatura. Isto ocorre pois o tubo de calor apresenta uma resistência térmica baixa, facilitando a transferência de calor pelo tubo até o condensador.

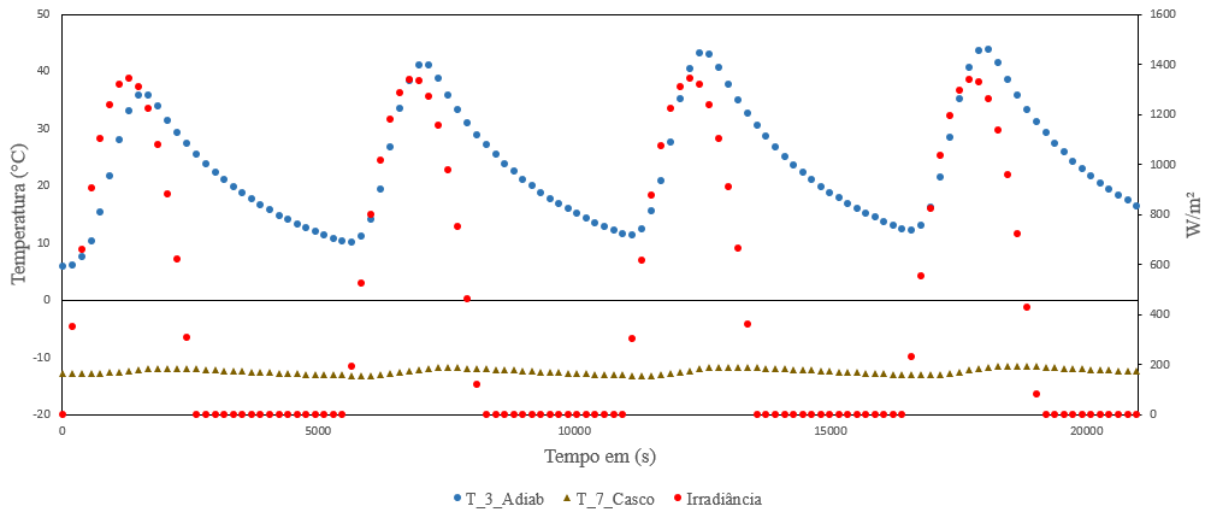
Figura 67 - Perfil de temperatura do painel com tubo (TP\_1\_CT) e sem tubo (TP1\_ST).



Fonte: Autor (2022).

A temperatura na seção adiabática é um importante parâmetro de avaliação do desempenho do tubo de calor, pois valores negativos significa que o líquido está congelado e não consegue escoar até o evaporador. Na Figura 68 é apresentada a variação da temperatura adiabática do tubo de calor para quatro órbitas completas consecutivas, com irradiância simulada pelo *LED*. Durante os picos de irradiância a temperatura da seção adiabática atinge aproximadamente 40°C. Ao longo das órbitas, a temperatura esteve sempre acima dos 10°C, garantindo assim o pleno funcionamento do tubo de calor. No período de eclipse, a temperatura decresce, porém não há tempo suficiente para que o tubo de calor congele devido ao calor residual do sistema.

Figura 68 - Perfil de temperatura do experimento completo durante 4 órbitas.

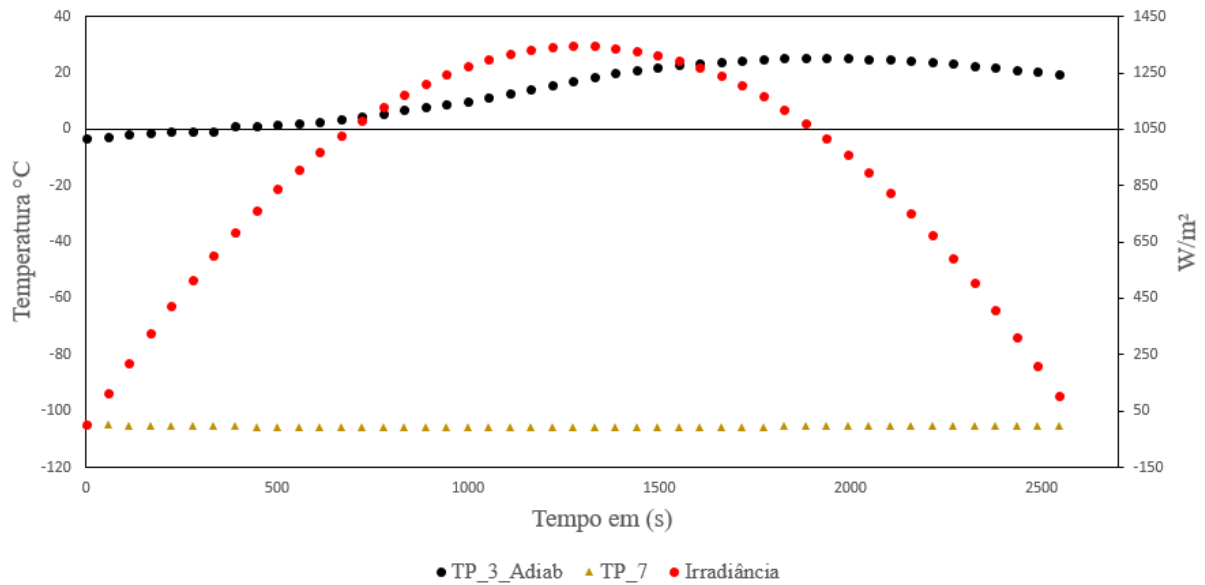


Fonte: Autor (2022).

O emprego do banho térmico para resfriamento da câmara vácuo térmica é limitada. Para verificar os efeitos de temperaturas mais baixas no funcionamento do sistema utilizou-se nitrogênio líquido.

Na Figura 69 é mostrado o perfil de temperatura da seção adiabática do tubo de calor, com a serpentina sendo resfriada pelo nitrogênio líquido. A temperatura do casco interno está em torno de  $-110^{\circ}\text{C}$ . O início do teste ocorreu em condições de eclipse e durou cerca de 2700 segundos, neste período o LED não foi acionado o que permitiu o resfriamento da câmara vácuo térmica (este evento não é apresentado no gráfico). O termopar TP\_3 da seção adiabática inicia o teste em temperaturas abaixo de zero onde o tubo não é operacional. Aproximadamente em 500 segundos após o início da incidência de irradiação do LED, a seção adiabática começa a ter temperaturas positivas e o tubo de calor começa a funcionar, como pode ser notado pela elevação da temperatura operacional. O resultado comprova que mesmo em temperaturas negativas, quando o painel solar recebe uma quantidade pequena de energia, a água no interior do tubo de calor descongela e começa a funcionar.

Figura 69 - Perfil de temperatura na seção adiabática com casco a  $-110^{\circ}\text{C}$ .



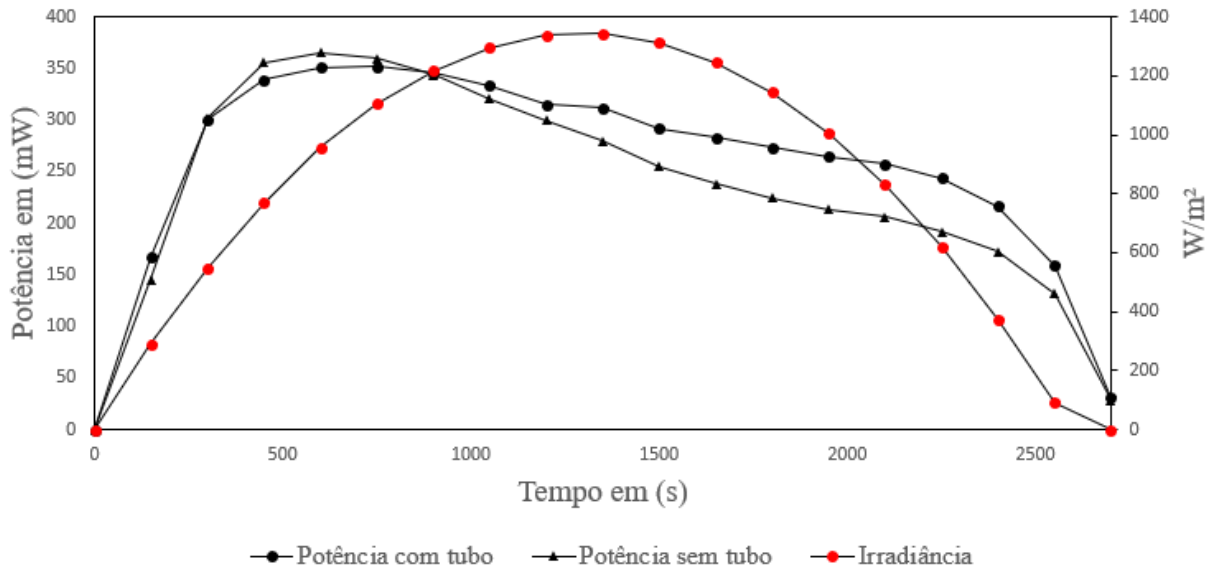
Fonte: Autor (2022).

#### 4.7.3 Energia gerada pelo painel solar em regime transiente

Nesta seção são apresentados os resultados de geração de energia do painel solar com e sem o tubo de calor. Seguindo a metodologia apresentada na seção 3.2.3, a cada 150 segundos foi obtido a potência instantânea do painel solar em (mW). Para verificar a influência da temperatura do casco interno no desempenho do painel e tubo de calor foram testadas duas temperaturas diferentes. O primeiro teste foi realizado com a temperatura do casco interno em  $-10^{\circ}\text{C}$ , ver Figura 70. O segundo teste foi feito com o casco a  $-90^{\circ}\text{C}$ , ver Figura 71.

Na Figura 70 percebe-se que do início dos testes até aproximadamente 1000 segundos praticamente não há diferença da geração de potência com e sem a presença do tubo de calor. A partir de 1000 segundos, onde a irradiância é intensa e o painel já absorveu uma grande quantidade de energia térmica, a presença do tubo de calor se torna mais significativa. Por ser um excelente condutor de calor, ele consegue transferir o calor do painel solar de maneira eficiente até o sumidouro de calor. A dados de energia gerada em mWh estão listados na Tabela 18.

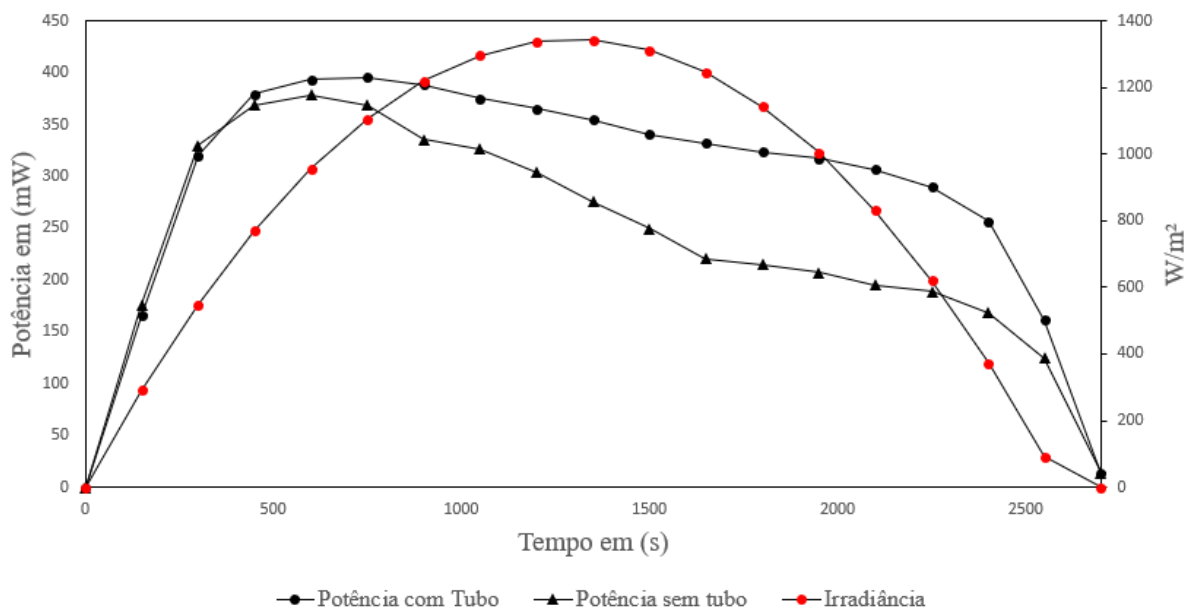
Figura 70 - Potência durante uma órbita casco (-10°C).



Fonte: Autor (2022).

Na Figura 71, para o casco interno é mantido a -90° C, o comportamento das curvas é semelhante ao do experimento anterior. Contudo, percebe-se que há uma variação maior da potência gerada com ou sem a presença do tudo de calor.

Figura 71 - Potência durante uma órbita casco (-90°C).



Fonte: Autor (2022)

Para se quantificar a energia gerada durante uma órbita completa foi realizado o cálculo da área sobre a curva do gráfico de (Potência X Tempo). O resultado é dado em (mWh). Na Tabela 18 são mostrados os valores calculados para duas temperaturas de casco interno. Conclui-se que as temperaturas do casco interno não interferem na energia gerada quando o painel está sem o tubo de calor, pois a capacidade do painel solar em dissipar o calor por radiação é limitado. Analisando os resultados com o tubo de calor acoplado é possível ver um ganho em torno de 9% quando o casco está em  $-10^{\circ}\text{C}$ . Quando o casco é resfriado a  $-90^{\circ}\text{C}$ , o ganho aumenta para 23%. O resultado mostra a influência da temperatura do meio na energia gerada. Neste caso, a dissipação de calor na região do condensador do tubo de calor é potencializada pela placa de dissipação.

Tabela 18 - Energia gerada na órbita

	Temperatura no casco $-10^{\circ}\text{C}$	Temperatura no casco $-90^{\circ}\text{C}$
Painel sem tubo de calor	$184 \pm 0,1004\text{mWh}$	$185 \pm 0,1004\text{mWh}$
Painel com tubo de calor	$201 \pm 0,1004\text{mWh}$	$228 \pm 0,1004\text{mWh}$
<i>Ganho útil</i>	<i>9%</i>	<i>23%</i>

Fonte: Autor (2022).

#### 4.8 RESULTADOS – CONFIGURAÇÃO 2 - PAINEL SOLAR, TUBO DE CALOR E TEG

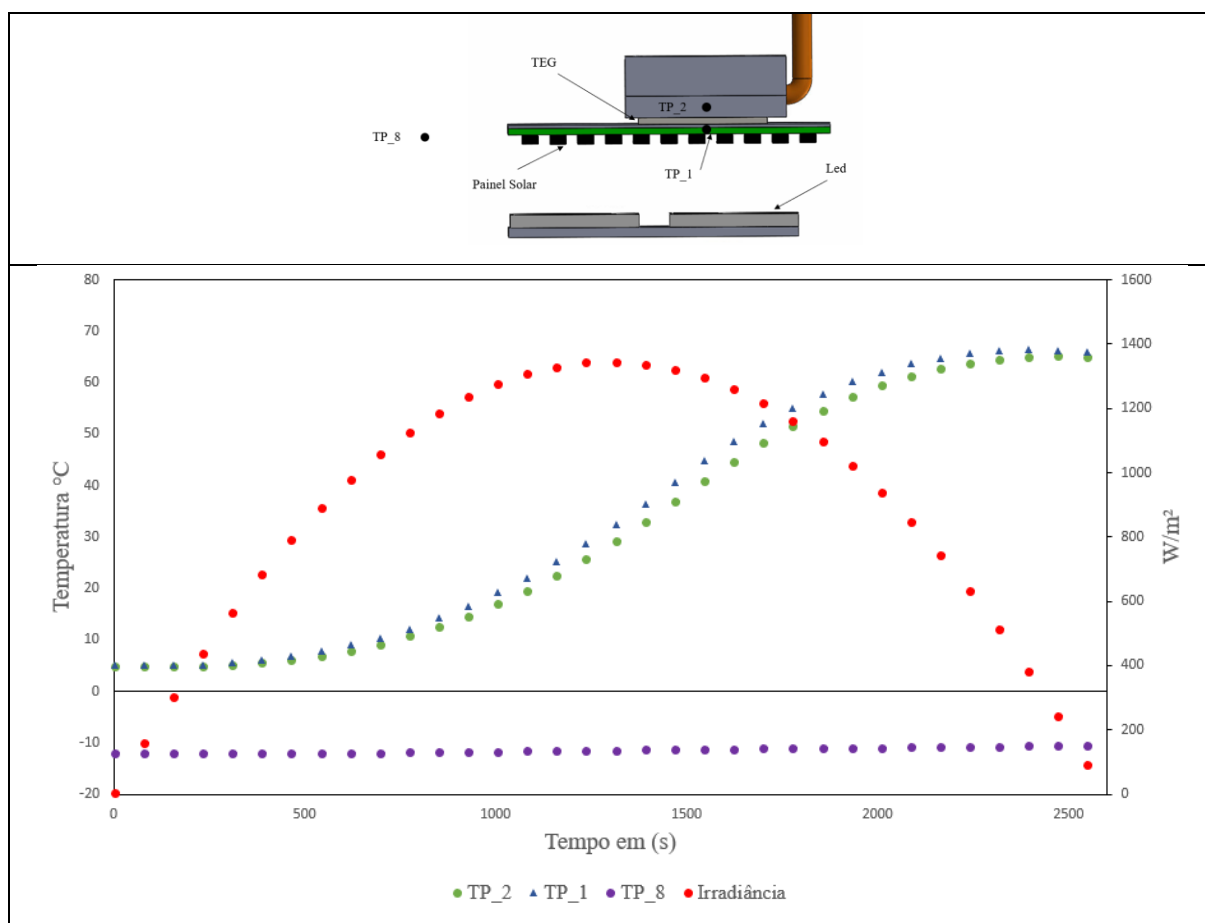
Nesta seção são apresentados os resultados da montagem do acoplamento painel solar juntamente com o tubo de calor e o *TEG*.

##### 4.8.1 Perfil de temperatura em regime transiente

Com o experimento dentro da câmara vácuo térmica foram executados os procedimentos citados na seção 3.2.6.4. Na Figura 72 é possível observar as temperaturas dos termopares TP\_1 e TP\_2 situados nas faces do TEG, fria e quente, respectivamente. Pode-se notar que a diferença entre elas é pequena, a dissipação pela face fria do TEG ocorre por radiação apenas. Além disso, o *TEG* possui uma área pequena (40x40mm), isso dificulta a transferência de calor por radiação para o ambiente. Com o objetivo de aumentar a diferença de

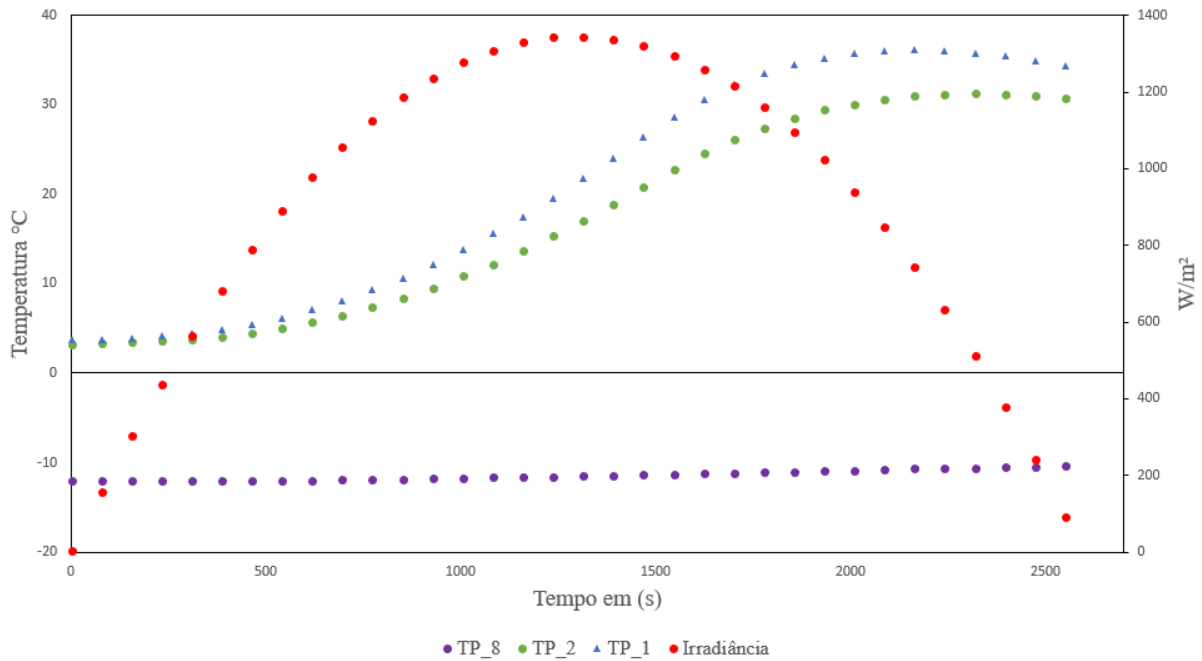
temperatura entre as faces do *TEG* e assim gerar mais energia foi testado o acoplamento do tubo de calor.

Figura 72 - Perfil de temperatura do painel com *TEG* sem tubo.



Fonte: Autor (2022).

Na Figura 73 o teste anterior foi repetido nas mesmas condições, porém agora o tubo de calor cobre/água foi acoplado a face fria do *TEG*. A diferença entre as duas temperaturas, TP\_1 e TP\_2, aumentou ao longo do período orbital. Esse resultado evidencia que a presença do tubo de calor aumenta o gradiente de temperatura entre as faces do *TEG*, aumentando assim a geração de energia do dispositivo.

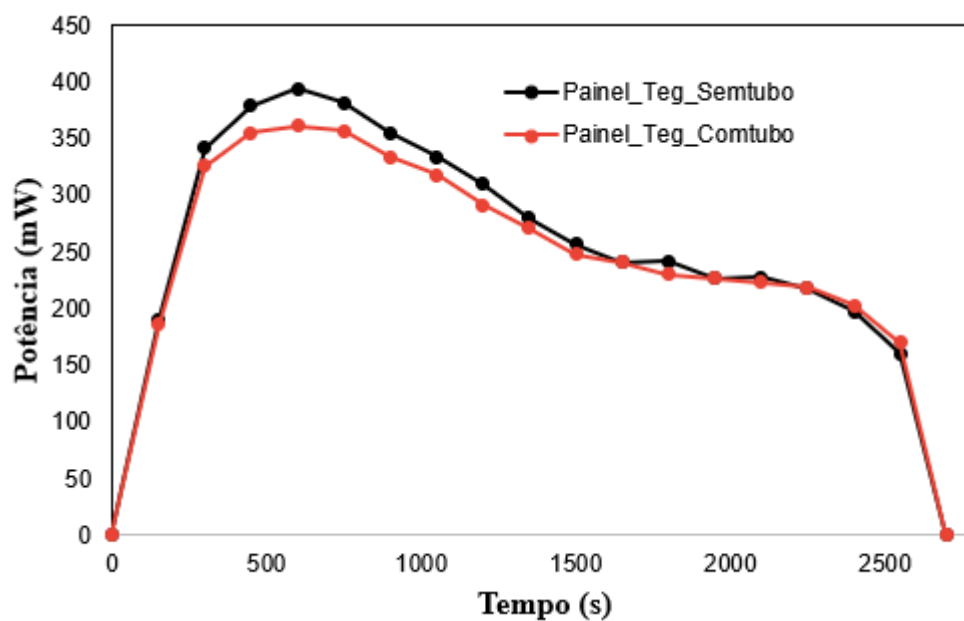
Figura 73 - Perfil de temperatura do painel com *TEG* e tubo de calor.

Fonte: Autor (2022).

#### 4.8.2 Energia gerada em regime transiente do acoplamento painel, TEG e tubo

Neste tópico serão apresentados os resultados da energia gerada pelo *TEG* em uma órbita com irradiância simulada. Seguindo os procedimentos mostrados na seção 3.2.2 para o cálculo da potência instantânea. Na Figura 74 é mostrado o gráfico da potência gerada apenas pelo painel solar em função do tempo durante uma órbita em duas situações. A primeira onde o *TEG* está acoplado ao painel solar sem a presença do tubo de calor, e a segunda, onde o *TEG* está acoplado ao painel solar, juntamente com o tubo de calor. Analisando os resultados do gráfico abaixo é possível concluir que o tubo de calor não aumenta consideravelmente a potência gerada pelo painel solar. Isso ocorre pois o *TEG* é constituído por placas de cerâmica, que é um material isolante termicamente, além de possuir espaços vazios entre os elementos semicondutores, *p* e *n*, dificultando assim a transferência de calor por condução entre o painel solar e o evaporador do tubo de calor. Como não ocorre diminuição de temperatura no painel, a potência gerada também não aumenta, como já citado em seções anteriores.

Figura 74 - Painel solar e TEG com e sem tubo.

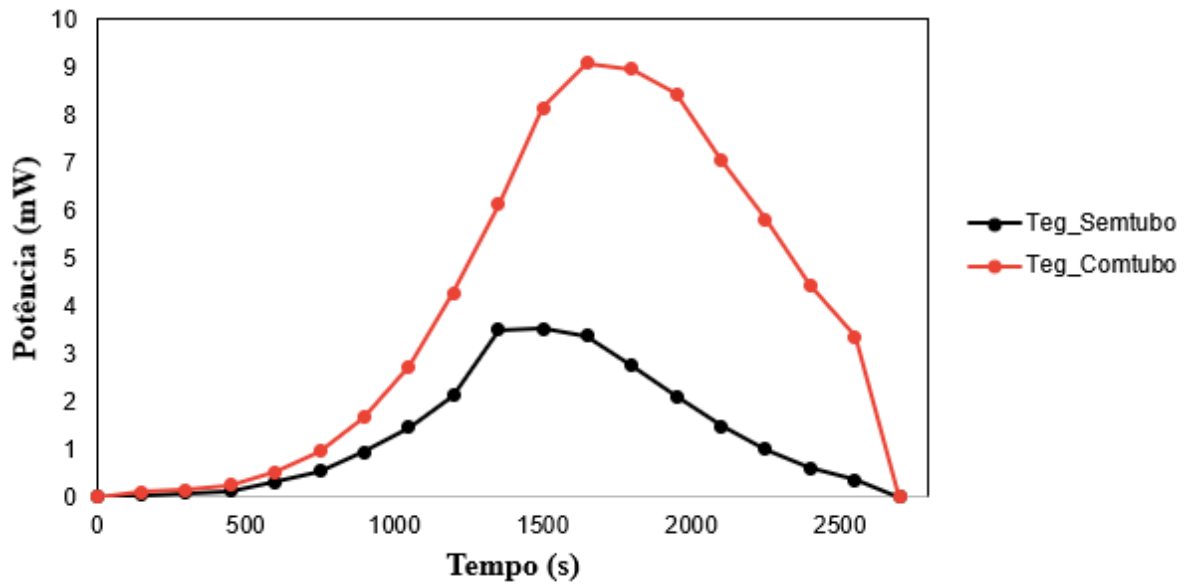


Fonte: Autor (2022).

Na Figura 75 a potência gerada apenas pelo TEG é apresentada também em duas situações: com e sem o tubo de calor. Neste caso, há uma diferença nítida entre os dois casos. O caso com o tubo de calor acoplado ao TEG potencializa a sua geração de energia, pois o tubo de calor consegue transferir o calor para a placa dissipadora de maneira mais eficiente, diminuindo a temperatura da face fria e aumentando a geração de energia elétrica.



Figura 75 - TEG com e sem o tubo de calor.



Fonte: Autor (2022).

A Tabela 19 ilustra a geração energia elétrica (mWh) em uma órbita para os casos avaliados nas Figura 74 e Figura 75. Efetuando os cálculos, os resultados mostram que diferença na geração de energia pelo painel solar não é significativa. Contudo, a geração de energia elétrica apenas pelo *TEG* há uma diferença significativa de 1,01 mWh para 3,02 mWh, mais de 200%. Porém, em termos totais, a energia gerada pelo TEG é pequena comparada com a geração do painel solar.

Tabela 19 - Energia em órbita TEG e Painel.

Configurações	Energia gerada somente pelo painel solar (mWh)	Energia gerada somente pelo <i>TEG</i> (mWh)	Relação Energia TEG/ Energia Painel
Painel com <i>TEG</i> sem tubo de calor	$197 \pm 0,1004$ mWh	$1,01 \pm 0,1004$ mWh	0,5%
Painel com <i>TEG</i> e tubo de calor	$189 \pm 0,1004$ mWh	$3,02 \pm 0,1004$ mWh	1,58 %

Fonte: Autor (2022).

A Tabela 20 apresenta a relação da energia gerada pela massa de componente testado neste trabalho (vide Tabela 14) para a condição de temperatura de casco interno a  $-10^{\circ}\text{C}$ . O tubo de calor acoplado ao painel solar foi a configuração que apresentou a melhor configuração,

pois sua massa é menor que a massa do *TEG* e sua geração elétrica superior. Conclui-se dessa forma, que o emprego do TEG nas condições de contorno estabelecidas neste trabalho, não é viável para um Cubesat 1U. Além de prejudicar a dissipação de calor do painel solar, os gradientes de temperatura gerados em suas faces, com a temperatura ambiente a  $-10^{\circ}\text{C}$ , não são elevados o suficiente para gerar uma quantidade de energia que justifique seu emprego.

Tabela 20 - Relação entre os componentes com o casco a ( $-10^{\circ}\text{C}$ )

<b>Equipamento</b>	<b>Associação</b>	<b>Relação energia/massa (mWh/g)</b>
Tubo de calor	Painel solar, tubo de calor e suporte de alumínio	10,05
TEG	Painel solar, TEG e tubo de calor	0,05

Fonte: Autor (2022).

## 5 CONCLUSÕES

Neste estudo, o emprego de tubos de calor e *TEGs* acoplados em painéis solares foi avaliado experimentalmente. Os principais resultados e conclusões deste trabalho são apresentadas a seguir:

- Validação dos testes experimentais no interior de um câmara vácuo térmica. A câmara foi desenvolvida em paralelo a este trabalho, e muitas adaptações tiveram que ser realizadas para torna-la operacional. A câmara vácuo térmica desenvolvida atinge um nível de vácuo de  $10^{-5}$  mbar, e possui uma faixa de variação de temperatura entre  $-110^{\circ}\text{C}$  e  $80^{\circ}\text{C}$ ;
- Elaboração de procedimentos experimentais que permitem emular perfis de irradiância através de *LEDs* comerciais no interior de uma câmara vácuo térmica, sob condições de vácuo e temperatura negativas;
- Os limites operacionais para o tubo de calor cobre/água comercial foram determinados. Cada um desses limites afeta a máxima capacidade de transporte de calor do tubo de calor e é função de sua temperatura de operação (temperatura média da seção adiabática). Parâmetros como raio de poro foram determinados experimentalmente e foram utilizados como dado de entrada no modelo teórico. Para temperatura entre  $0^{\circ}$  e  $70^{\circ}\text{C}$  o tubo de calor com 6 mm de diâmetro o limite capilar é o mais restritivo. Acima deste valor o limite de ebulição torna-se o mais importante.
- Os pontos de secagem dos tubos de calor adquiridos não foram determinados devido às limitações da bancada. Como a água possui excelentes propriedades termodinâmicas, o tubo de calor consegue manter sua eficiência no transporte de calor em potências elevadas. Nos testes experimentais realizados, a taxa máxima obtida foi de 20W para uma resistência térmica de  $0,8^{\circ}\text{C/W}$  a temperatura do condensador a  $-5^{\circ}\text{C}$ ;
- Durante os testes com o tubo de calor submetido a temperaturas negativas, constatou-se que seu ponto de descongelamento inicia em 4 W para uma temperatura de condensador a  $-15^{\circ}\text{C}$ . Nesta potência, a temperatura da seção adiabática ultrapassa a marca de  $0^{\circ}\text{C}$  em aproximadamente 200 segundos. Sendo assim, constatou-se que para estas condições, a potência de 6 W é a energia necessária para descongelar a água no interior do tubo de calor;

- Os tubos de calor comerciais cobre/água são viáveis de serem adaptados para controle térmico de *Cubesats*, dentro dos limites e condições de contorno estabelecidas neste trabalho;
- Constatou-se que o desempenho do TEG na geração de energia elétrica aumenta em 200% com a utilização de um tubo de calor acoplado a sua face fria. Porém, em termos totais, a energia gerada pelo TEG é pequena comparada com a geração do painel solar;
- O emprego do TEG nas condições de contorno estabelecidas neste trabalho, não é viável para o uso em *Cubesat* 1U. Além de prejudicar a dissipação de calor do painel solar, os gradientes de temperatura gerados em suas faces, com a temperatura ambiente a  $-10^{\circ}\text{C}$ , não são elevados o suficiente para gerar uma quantidade de energia que justifique seu emprego
- Os resultados mostraram que o painel solar sem o tubo de calor gerou cerca de 180 mWh, e com o tubo 220 mWh, um aumento de 23 % na geração de energia, mostrando a viabilidade e potencialidade do seu emprego em *Cubesat*. Ademais, constatou conforme relato da literatura que a diminuição da temperatura de células solares aumentam a geração elétrica;
- O trabalho mostrou que a relação entre a energia gerada pelo painel solar em relação a massa do tubo de calor é de 10,05 mWh/g, o que possibilita sua aplicação em nanossatélites *Cubesat* 1U.

## 5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão para os trabalhos são recomendados os seguintes tópicos de estudo:

- Reduzir a massa dos dispositivos de acoplamento tubo de calor e painel solar;
- Realizar testes de ciclagem térmica (congelamento/descongelamento) para verificar o comportamento estrutural em vida de fadiga;
- Alterar o volume de fluido no interior do tubo de calor com o intuito de diminuir o tempo de início de operação do tubo de calor ;
- Testar geradores termoelétricos de outros materiais para aumentar sua eficiência de geração;

## REFERÊNCIAS

- AKBARZADEH, A.; WADOWSKI, T.. Heat pipe-based cooling systems for photovoltaic cells under concentrated solar radiation. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 16, n. 1, Elsevier, p.81-87, jan. 1996.
- ASHWINDRAN, S. N.; AZIZUDDIN, A. A.. Design of small thermal vacuum chamber for 125-U CubeSat satellite. **Iop Conference Series: Materials Science and Engineering**, [s.l.], v. 469, p.1-7, 16 jan. IOP Publishing, 2019.
- AUDIFFRED D., A.W. SPENGLER, K.V. PAIVA, G. HAGEDORN, G. FRAPORTI, Experimental analysis of thermoelectric energy generation for nanosatellites, **II Latin American IAA CubeSat Workshop**, Florianopolis. II Latin American IAA CubeSat Workshop, 2016.
- BASILIOUS A., PRAGER R.C., LAMP T.R., **Compatibility and reliability of heat pipe materials**, In ESA Heat Pipes, p. 357-372, 1976.
- BORBA ALESSANDRO C. **Análise experimental e analítica de geradores termoeletricos aplicados em nanossatélites**. Dissertação (Mestrado) Curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade federal de Santa Catarina, Florianopolis, 2019.
- BROUWER H. S., **Thermal Control on Nanosatellites** – Master (Thesis), Tech. Rep. Delft University of Technology, Delft, 2015.
- BRENNAN P.J.,KROLICZEK E., **Heat Pipe Design Handbook**, Tech.Rep., B&K Engineering, Inc.,Maryland, 1979
- BERG, L. K., et al. Fine-scale variability of observed and simulated surface albedo over the Southern great plains. **Journal of Geophysical Research: Atmospheres**, v. 125, n 7 ,p.c2019jdo3059, 2020.
- BURGER, Eduardo Escobar. **Proposta de Método para Ait de Pico e Nanossatélites**. 2014. 308 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Pós-graduação em Engenharia e Tecnologia Espaciais, Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São José dos Campos, 2014.
- CAILLAT T., J. SAKAMOTO, A. JEWELL, C.K. HUANG, J. CHENG, J. PAIK, ET AL., Status of skutterudite-based segmented thermoelectric technology components development at **JPL, STAIF 23rd Symposium on Space Nuclear Power and Propulsion**, Jet Propulsion Laboratory, National Aeronautics and Space Administration, Albuquerque, New Mexico, Pasadena, CA, 2006.
- CHEUNG K., Flight Qualification of Copper Water Heat Pipes At Naval Research Laboratory, **38th AIAA Thermophysics Conference**; Toronto, Ontario; Canada; 6-9 June 2005. pp. 1-7, 2005.
- CHIN, K. B. et al. Energy storage technologies for small satellite applications. **Proceedings of the IEEE**, v. 106, n. 3, p. 419–428, 2018.

CHISABAS, ROY STEVENSON SOLER et al. Method for CubeSat Thermal Vacuum Cycling Test Specification,,**International Conference on environmental Systems**, 47., 2017, Charleston. Proceeding. Charleston: Ices, v. 1, p. 1 - 15., 2017

CUI, Y.; MITOMI, Y.; TAKAMURA, T. **An empirical anisotropy correction model for estimating land surface albedo for radiation** budget studies. *Remote Sensing of Environment*, v. 113, n. 1, p. 24 – 39, 2009.

DEHBONEI, H.; LEE, S. R.; NEHRIR, H. Direct energy transfer for high efficiency photovoltaic energy systems part i: Concepts and hypothesis. **IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems**, v. 45, n. 1, p. 31–45, 2009.

EHREN, JUSTIN T., **Energy Analysis and Orbit Simulation of Actuating CubeSat Solar Arrays**. Honors Theses. p. 209, 2019.

EVERREDTRONICS LTD (China). **EVERREDtronics**. 2021. Disponível em: <[http://www.everredtronics.com/thermoelectric\\_materials.html](http://www.everredtronics.com/thermoelectric_materials.html)>. Acesso em: 15 jan. 2021.

FAGHRI A., Frozen start-up behavior of low-temperature heat pipes, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, p.1681, 1992.

FORTESCUE, P.; SWINERD, G.; STARK, J. **Spacecraft Systems Engineering**. Wiley, ISBN 9781119978367. 2011.

FORTESCUE P., J. STARK, AND G. SWINERD, **Spacecraft System Engineering**, John Wiley & Sons, 3 ed. p. 352, 1996.

GARY B., et al., Thermal Control analysis on a 6U CubeSat equipped with a high-power laser, **Proceedings of the SPIE**, vol 10769, p. 13, 2018.

GERNER H. J. V., R. C. V. BENTHEM, AND J. V. ES, Fluid selection for space thermal control systems, in **44th International Conference on Environmental Systems**, July Tucson, Arizona, pp. 1–7, 2014.

GILMORE, D.; DONABEDIAN, M. **Spacecraft Thermal Control Handbook: Fundamental technologies**. **Aerospace Press**, **Spacecraft Thermal Control Handbook**, ISBN 9781884989117, 2020.

GOMSPACE. **NanoPower P110 Datasheet**. Disponível em: <<https://gomspace.com/UserFiles/Subsystems/datasheet/gs-ds-nanopower-p110-6.pdf>>. Acesso em: 10 abr. 2021.

GOLDSMID, H. JULIAN. **Introduction to Thermoelectricity**. New South Wales: Springer, p. 242, 2009.

HALLYDAY, DAVID; RESNICK, ROBERT; WALKER, J. EARL. **Fundamentos de Física: Eletromagnetismo**. 9. Ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2012.

HSU, JEREMY. **First Solar-Powered Satellite Still Flying at 50**. 2008. Disponível em: <<https://www.space.com/5137-solar-powered-satellite-flying-50.html>>. Acesso em: 10 abr. 2021.

IEZZI B., K. ANKIREDDY, J. TWIDDY, ET AL., Printed, metallic thermoelectric generators inTEGrated with pipe insulation for powering wireless sensors, **Appl. Energy** **208**, pp. 758-765, 2017.

ISMAIL, BASEL; AHMED, WAEL. Thermoelectric Power Generation Using Waste-Heat Energy as an Alternative Green Technology. **Recent Patents On Electrical Engineering**, [s.l.], v. 2, n. 1, Bentham Science Publishers Ltd, p.27-39, 2009.

IXYS'. IXOLAR High Efficiency SolarBIT - **KXOB22-12X1F**, [S.l.], June 2016.

JANSON S., 25 Years of Small Satellites, **25th Annual AIAA/USU Conference on Small Satellites**, 2011.

JANG J., Cool-Down and Frozen Start-up Behavior of a grooved water heat pipe, **National Aeronautics and Space Administration**, Washington, D.C, Ohio, pp. 1-7, 1990.

JUSTIN A., **Nanosatellite Design with Design of Experiments, Optimization and Model Based Engineering**. Master (Thesis) – The Faculty of Department of Aerospace., San José State University, 2018.

KULU, E. **Nanosatellite and CubeSat Database**. 2020. Disponível em <<https://www.nanosats.eu>>. Acesso: 07-05-2021.

KRAMER, H. J. **SwissCube**. 2019. Accessed: 13-04-2019. Available from Internet: <<https://directory.eoportal.org/web/eoportal/satellite-missions/s/swisscube>>.

KESSLER S. L. **Nanosatellite electrical power system hardware architectures: An analysis on energy harvesting maximization through scheduling algorithm**. Tese (doutorado) – Departamento de Engenharia Elétrica, UFSC, Florianópolis, 2017.

LEE H. S., **Thermoelectrics Design and Materials**, vol. 1, Wiley, 2017.

LEY W., et al., **Handbook of Space Technology**, ed. John Wiley & Sons, Chichester, UK, p. 908. 2009.

MASSAGUER A., E. MASSAGUER, M. CAMAMALA, ET AL., A method to assess the fuel economy of automotive thermoelectric generators, **Appl. Energy** **222** pp. 42-58, 2018.

MAYDANIK, Yu.F. Development and Investigation of a Miniature Copper-Acetone loop Heat Pipe with a flat Evaporator. **Journal of Electronics Cooling and Thermal Control**, Vol.5 No.4 2015

MORSCH, E. **A Coupled Irradiance – thermal 3D Numerical Framework for Simulation of Cubesats**. Douctoral (Thesis) - Department of Mechanical Engineering, 2021.

MORSCH F., EDEMAR et al. Numerical investigation of orbital inclination influence on thermal control of a nanosatellite in LEO. In: proceedings of the 2nd iaa latin american cubesat workshop., 2., 2017, Florianópolis. **IAA-LACW 2016**. Florianópolis: International Academy Of Astronautics, v. 2, p. 1 – 765, 2017.

MOHARRAM, K.A. et al. Enhancing the performance of photovoltaic panels by water cooling. **Ain Shams Engineering Journal**, v. 4, n. 4, p. 869-877, dez. 2013.

MORELLI, DONALD T., **Thermoelectric Devices**. New York: Wiley, 21 v., p.339, 1997.

NASA., **Tropics-1 Mission**, 2022. Disponível em <<https://www.nasa.gov/feature/update-on-nasas-tropics-1-mission>> Acesso: 15-06-2022.

OSTRUFKA A.L.A., et al., Experimental evaluation of thermoelectric generators for nanosatellites application, **Acta Astronautica** **162**, pp. 32-40, 2019.

PAIVA, K. V. **Desenvolvimento de novas tecnologias para minitubos de calor: Análise teórica e experimental**. Tese (Doutorado)— Departamento de Engenharia Mecânica, 2011.

PETERSON G. P., **An introduction to heat pipes: modeling, testing, and applications**, John Wiley & Sons, Inc. p. 356, 1994.

POPOVICI C. G. et al. Efficiency Improvement of Photovoltaic Panels by Using Air Cooled Heat Sinks. **Energy Procedia**, v. 85, p. 425-432, 2016. Disponível em:<<http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2015.12.223>> Acesso em: 10 abr 2021.

QIAO, L.; RIZOS, C.; DEMPSTER, A. G. Analysis and comparison of cubesat lifetime. In: CITESEER. **Proceedings of the 12th Australian Space Conference**. [S.l.], p.249–260, 2013.

REAY D., R. MCGLLEN, AND P. KEW, **Heat Pipes: Theory, Design and Applications**, 6th ed. Butterworth-Heinemann, p. 288, 2013.

REAY D. AND P. KEW, **Heat Pipes**, 3rd ed, Pergamon Press, p. 308, 1982.

ROSA, Aldo Vieira da. **Fundamentos os Renewable Energy Processes**. Amsterdam: Elsevier, 2005.

ROWE, David M. et al (Ed). **CRC Handbook of Thermoelectrics**. Boca Raton: Crc, p.701, 1995.

ROWE D. M., Applications of nuclear-powered thermoelectric generators in space, **Appl. Energy** **40**, pp. 241-271, 1991.

SALEEM A., RASHID F., MEHMOOD K., The Efficiency PV System, **Proceeding of 2nd International Multi-Disciplinary Conference**, Gujrat, 2016.



SELVADURAI S., CHANDRAN A., VALENTINI D., LAMPHERECHT B., Passive Thermal Control Design Methods Analysis, Comparison, and Evaluation for Micro and Nanosatellites Carrying Infrared Imager., **Appl. Sci** **12**, **2858**., 2022

SHLOSINGER A.P., Heat Pipe Devices for Space, Tech. Rep. **National Aeronautics and Space Administration**, Washington, D.C, 1969.

SOUZA, L. J. et al. Overview of past, present and future brazilian small satellites missions, **IV IAA Latin America Cubesat Workshop**. [S.l.: s.n.]. IAA LACW, Virtual, 2020.

SPACELAB. FloripaSat-I: Critical Design Review. 2017. Technical Report, TSAI, J.-R. Overview of satellite thermal analytical model. **Journal of Spacecraft and Rockets**,v. 41, n. 1, p. 120–125, 2004.

SWARTWOUT M. Cheaper by the dozen: The avalanche of rideshares in the 21st century. **In 2013 IEEE Aerospace Conference**, pp. 1-12, 2013.

THERMAL-FLUIDS CENTRAL, **Operation Principles of Heat Pipes**, Disponível em <[https://www.thermalfluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Operation\\_Principles\\_of\\_Heat\\_Pipes](https://www.thermalfluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Operation_Principles_of_Heat_Pipes)>, Data de acesso 20-05-2022.

TORRALBA J. M. L. AND A. R. ARANDA, Low cost TVAC Chamber for aerospace tests, **2018 XIII Technologies Applied to Electronics Teaching Conference (TAAE)**, La Laguna, pp. 1-5, 2018.

TWIGGS R.J. A new generation of picosatellite for education and industry low-cost space experimentation. **InAIAA/USU Small Satellite Conference Proceedings V-5**, 2000.

VON LUKOWICZ M., T. SCHMIEL, M. ROSENFELD, J. HEISIG, M. TAJMAR, Characterisation of TEGs under extreme environments and inTEGration efforts onto satellites, **J.Electron. Mater.** **44**, pp. 362- 370, 2015.

VIESSER, EGEMAEL., **Caracterização de material poroso em titânio para tubos de calor**. Trabalho de conclusão de curso, UFSC, 2018.

YANG Y., Y. SHI, D. MEI, Z. CHEN, Wearable thermoelectric generator to harvest body heat for powering a miniaturized accelerometer, **Appl. Energy** **215**, pp. 690-698, 2018.

WERTZ J., D. F. EVERETT, AND J. J. PUSCHELL, **Space Mission Engineering: The New SMAD**, 1st ed. Microcosm Press, Hawthorne, CA, p. 1048, 2011.

WOELLERT, K. et al. Cubesats: Cost-Effective Science and technology platforms for emerging and developing nations, **Advances in Space Research**, v. 47, n. 4, p. 663-684, 2011

ZAINAL A., et al. The Effect of Heat Sink Properties on Solar Cell Cooling System. **Applied Sciences**, 10, 2020.

## APÊNDICE A - EQUAÇÃO HAGEN-POISEUILLE PARA ESCOAMENTO LAMINAR

A operação do tubo de calor depende do escoamento interno do líquido no evaporador e no condensador. O tipo de regime é determinado pela velocidade do escoamento: em altas velocidades o regime será turbulento, em baixas velocidades o regime será laminar. Os dois regimes impactam diferentemente na operação do tubo. Por isso é importante compreender como o fluido se comporta nesses regimes.

Em um tubo cilíndrico com fluido escoando em regime laminar completamente desenvolvido. O escoamento é função da pressão e das forças viscosas somente. Ver Equação (30), onde  $\tau$  representa as tensões viscosas e  $r$  o raio do cilindro.

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{2\tau}{r} \quad (30)$$

A tensão viscosa será relacionada com o gradiente de velocidade pela lei de Newton da viscosidade, ver Equação (31).

$$\tau = -\mu \frac{du}{dr} \quad (31)$$

Combinando as equações 1 e 2 se obtém a Equação (32).

$$du = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} r dr \quad (32)$$

Integrando a Equação (32) e isolando em função da velocidade chega-se em, Equação (33) e (34).

$$\int du = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} \int r dr \quad (33)$$

$$u = \frac{1}{4\mu} \frac{dp}{dx} r^2 + C \quad (34)$$

A constante C pode ser determinada considerando a condição de não escorregamento ou seja,  $u = 0$  na parede do tubo, quando  $r = r_i$ . Substituindo o valor de C em (34) é obtido (35)

$$u = \frac{1}{4\mu} \frac{dp}{dx} (r_0^2 - r^2) \quad (35)$$

O próximo passo é analisar a taxa de escoamento do fluido na seção transversal do tubo. Integrando a Equação (35) para uma área infinitamente pequena onde a velocidade é constante,  $dA = 2\pi r dr$ , chegamos em Equação (36).

$$\int u dA = \frac{1}{4\mu} \frac{dp}{dx} \int (r_0^2 - r^2) 2\pi dr$$

$$\int_0^{r_0} (r_0^2 - r^2) 2\pi r dr = 2\pi \left[ \frac{r_0^2 r^2}{2} - \frac{r^4}{4} \right]_0^{r_0} = 2\pi \frac{r_0^4}{4} \quad (36)$$

$$uA = \frac{\pi r_0^4}{8\mu} \frac{dp}{dx}$$

Integrando a Equação (36) em função do gradiente de pressão e do comprimento do tubo  $l$ , e sabendo que  $uA = \frac{\dot{m}}{\rho}$  a relação final da perda de carga é, Equação (37).

$$\Delta p = \frac{8\mu l \dot{m}}{\rho \pi r^4} \quad (37)$$

A Equação(37), é chamada de equação de Hagen-Poiseuille, que descreve o gradiente de pressão em função: da viscosidade do fluido  $\mu$ , do raio do tubo  $r$  e comprimento  $l$ , e fluxo de massa  $\dot{m}$  laminar e completamente desenvolvido. A segunda opção para descrever o escoamento do fluido no tubo matematicamente é usando a equação de Darcy-Weisbach: Ver Equação (38).

$$\Delta p = f_D \frac{1}{d_h} \frac{\rho v^2}{2} \quad (38)$$

Onde  $d_h$  é o diâmetro hidráulico dado pela razão entre a área da seção transversal  $A$  e o perímetro molhado  $P$ . Ver equação (39).

$$d_h = \frac{4A}{P}$$

$$d_h = \frac{4\pi r^2}{2\pi r} \quad (39)$$

$$d_h = \frac{4r}{2} = d$$

O termo  $f_D$  é chamado de fator de atrito de Darcy, que quantifica o atrito durante a passagem do fluido em canais abertos ou cilíndricos. Na equação (38) o termo  $\rho v$  pode ser reescrito em função do número de Reynolds, Equação (40).

$$\begin{aligned} Re &= \frac{\rho v d_h}{\mu} \\ \rho v &= \frac{Re \mu}{d_h} \end{aligned} \quad (40)$$

Entretanto, substituindo o raio do tubo em função do diâmetro hidráulico, e reescrevendo em função do fluxo de massa. A perda de pressão em um tubo cilíndrico é dado pela equação (41).

$$\Delta p = \frac{f_D Re \mu l \dot{m}}{8 \rho A r^2} \quad (41)$$

A relação acima é válida para regime turbulento e laminar. Para Reynolds menor que 2100 o fator  $f_D Re$ , é igual a 64. Em regime turbulento ou seja  $2100 < Re < 10^5$ . A relação mais usada é a equação de Blasius como mostrado na Equação (42):

$$f_D = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (42)$$

# APÊNDICE B - DATASHEET DA CÉLULA SOLAR

	Preliminary	KXOB22-12X1F
---	-------------	--------------

## IXOLAR™ High Efficiency SolarBIT.

### Description

IXOLAR™ SolarBITs are IXYS' product line of SolarBITs made of monocrystalline, high efficiency solar cells. The IXOLAR™ SolarBITs is an ideal for charging various battery powered and handheld consumer products such as mobile phones, cameras, RF-ID Tag, PDAs, MP3-Players and toys. They are also suitable for industrial applications such as wireless sensors, portable instrumentation and for charging emergency backup batteries.

With a cell efficiency of typically 22% measured at a wafer level, SolarBITs give the ability to extend run time even in "low light" conditions and increase battery life and run time in a small footprint, which can be easily accommodated in the design of Portable Products. The design allows connecting SolarBITs flexibly in series and/or parallel to perfectly meet the application's power requirements.

IXOLAR™ products have a very good response over a wide wavelength range and therefore can be used in both indoor and outdoor applications.

### Product and Ordering Information (Package Level)

Part Number	Open Circuit Voltage [V]	Short Circuit Current [mA]	Typ. Voltage @ P <sub>max</sub> [V]	Typ. Current @ P <sub>max</sub> [mA]
KXOB22-12X1F	0.63	50.0	0.50	44.6



(parameters given are typical values)  
 Dimensions (L x W x H): 22 x 7 x 1.8 [mm]  
 SolarBITs Weight: 0.5 grams  
 Storage Temperature : -40°C ~ +90°C  
 SolarBITs are compliant to the RoHS Norm.

### Electrical Characteristics

Symbol	Cell Parameter	Typical Ratings *	Units
V <sub>oc</sub>	open circuit voltage	630	mV
J <sub>sc</sub>	short circuit current density (wafer Level)	42.4	mA/cm <sup>2</sup>
V <sub>app</sub>	voltage at max. power point	501	mV
J <sub>app</sub>	current density at max. power point (wafer Level)	37.2	mA/cm <sup>2</sup>
P <sub>app</sub>	maximum peak power (wafer Level)	18.6	mW/cm <sup>2</sup>
FF	fill factor	> 70	%
η	solar cell efficiency (wafer Level)	22	%
ΔV <sub>oc</sub> /ΔT	open circuit voltage temp. coefficient (wafer Level)	-2.1	mV/K
ΔJ <sub>sc</sub> /ΔT	short circuit current temp. coefficient (wafer Level)	0.12	mA/(cm <sup>2</sup> K)

\* All values measured at Standard Condition: 1 sun (= 100 mW/cm<sup>2</sup>), Air Mass 1.5, 25°C

### Features

- Monocrystalline silicon technology
- High efficiency outdoor and indoor
- Long life and stable output
- Sealed Package
- High mechanical robustness
- Surface Mount Package
- Reflow Solderable

### Applications

- Battery chargers for portables such as cell phones, PDAs, GPS-Systems, ...
- "Green" electricity generation
- Power backup for UPS, Sensors, Wearables

### Advantages

- Automatic Pick & Place Mounting
- One Product for Multiple Applications
- Flexible Integration into the Application

IXYS reserves the right to change limits, test conditions and dimensions

**IXYS KOREA LTD.**  
 A-dong #1106, Uospace 1, 660 Daewangpangyo-ro,  
 Bundang-gu, Seongnam-si, Gyeonggi-Do (Korea)  
 Phone +82-70-7113-0300, Fax +82-70-7113-0301

1

Rev. June. 2016

**IXYS Corporation**  
 1590 Buckeye Drive, Milpitas,  
 CA 95035-7418, United States  
 Phone (408) 457-9000, Fax 408-496-0670

## APÊNDICE C - DATASHEET PIRANOMETRO CMP 21

Specifications	CMP 3	CMP 6	CMP10 & CMP 11	CMP 21	CMP 22
Classification to ISO 9060:1990	Second Class	First Class	Secondary Standard	Secondary Standard	Secondary Standard
Spectral range (50 % points)	300 to 2800 nm	285 to 2800 nm	285 to 2800 nm	285 to 2800 nm	200 to 3600 nm
Sensitivity	5 to 20 $\mu\text{V/W/m}^2$	5 to 20 $\mu\text{V/W/m}^2$	7 to 14 $\mu\text{V/W/m}^2$	7 to 14 $\mu\text{V/W/m}^2$	7 to 14 $\mu\text{V/W/m}^2$
Impedance	20 to 200 $\Omega$	20 to 200 $\Omega$	10 to 100 $\Omega$	10 to 100 $\Omega$	10 to 100 $\Omega$
Expected output range (0 to 1500 $\text{W/m}^2$ )	0 to 30 mV	0 to 30 mV	0 to 20 mV	0 to 20 mV	0 to 20 mV
Maximum operational irradiance	2000 $\text{W/m}^2$	2000 $\text{W/m}^2$	4000 $\text{W/m}^2$	4000 $\text{W/m}^2$	4000 $\text{W/m}^2$
Response time (63 %)	< 6 s	< 6 s	< 1.7 s	< 1.7 s	< 1.7 s
Response time (95 %)	< 18 s	< 18 s	< 5 s	< 5 s	< 5 s
Zero offsets					
(a) thermal radiation (at 200 $\text{W/m}^2$ )	< 15 $\text{W/m}^2$	< 12 $\text{W/m}^2$	< 7 $\text{W/m}^2$	< 7 $\text{W/m}^2$	< 3 $\text{W/m}^2$
(b) temperature change (5 K/h)	< 5 $\text{W/m}^2$	< 4 $\text{W/m}^2$	< 2 $\text{W/m}^2$	< 2 $\text{W/m}^2$	< 1 $\text{W/m}^2$
Non-stability (change/year)	< 1 %	< 1 %	< 0.5 %	< 0.5 %	< 0.5 %
Non-linearity (100 to 1000 $\text{W/m}^2$ )	< 1.5 %	< 1 %	< 0.2 %	< 0.2 %	< 0.2 %
Directional response (up to 80° with 1000 $\text{W/m}^2$ beam)	< 20 $\text{W/m}^2$	< 20 $\text{W/m}^2$	< 10 $\text{W/m}^2$	< 10 $\text{W/m}^2$	< 5 $\text{W/m}^2$
Spectral selectivity (350 to 1500 nm)	< 3 %	< 3 %	< 3 %	< 3 %	< 3 %
Temperature response	< 5 % (-10 °C to +40 °C)	< 4 % (-10 °C to +40 °C)	< 1 % (-10 °C to +40 °C)	< 1 % (-20 °C to +50 °C)	< 0.5 % (-20 °C to +50 °C)
Tilt response (0° to 90° at 1000 $\text{W/m}^2$ )	< 1 %	< 1 %	< 0.2 %	< 0.2 %	< 0.2 %
Field of view	180°	180°	180°	180°	180°
Accuracy of bubble level	< 0.2°	< 0.1°	< 0.1°	< 0.1°	< 0.1°
Temperature sensor output				10 K Thermistor (optional Pt-100)	10 K Thermistor (optional Pt-100)
Detector type	Thermopile	Thermopile	Thermopile	Thermopile	Thermopile
Operational temperature range	-40 °C to +80 °C	-40 °C to +80 °C	-40 °C to +80 °C	-40 °C to +80 °C	-40 °C to +80 °C
Storage temperature range	-40 °C to +80 °C	-40 °C to +80 °C	-40 °C to +80 °C	-40 °C to +80 °C	-40 °C to +80 °C
Humidity range	0 to 100 % non-condensing	0 to 100 % non-condensing	0 to 100 % non-condensing	0 to 100 % non-condensing	0 to 100 % non-condensing
Ingress Protection (IP) rating	67	67	67	67	67
Recommended applications	Economical solution for routine measurements in weather stations, field testing	Good quality measurements for hydrology networks, greenhouse climate control	Meteorological networks, PV panel and thermal collector testing, materials testing	Meteorological networks, reference measurements in extreme climates, polar or arid	Scientific research requiring the highest level of measurement accuracy and reliability
Note: The performance specifications quoted are worst-case and/or maximum values					
Standard 10 k Thermistor or optional Pt-100 temperature sensor with CMP 21 and CMP 22					
Individual directional response and temperature dependence test data with CMP 21 and CMP 22					

## APÊNDICE D - LABVIEW

A primeira parte do código consiste na página “Inicialização”, que tem a função de inicializar a comunicação entre o computador e o sistema de aquisição de dados. É nesta etapa que a configuração do *Data Logger* é realizada. Neste momento é identificado os tipos de termopares conectados ao sistema.

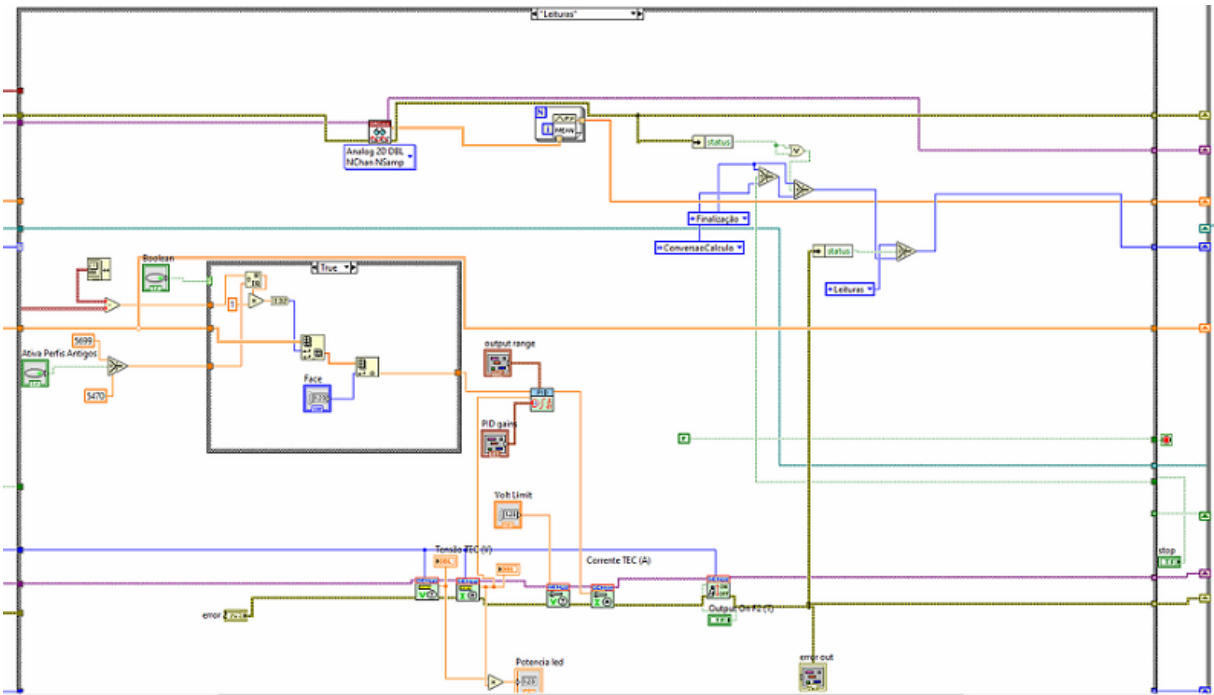
A segunda parte refere-se a página “Leituras”, ver Figura 76, cujo principal objetivo é controlar o sistema de aquisição de dados para realizar as leituras de temperatura e tensão captadas da bancada experimental. A leitura de dados ocorre a cada segundo, uma vez que o sistema faz uma requisição ao *Data Logger*, que envia *strings* contendo os dados necessários ao computador.

A terceira página chama-se “Conversão & Calculo”, ver Figura 77, e é nesta parte que o controle PID é implementado. O controle das resistências ou dos *LEDs*, é feito nesse momento. Após o recebimento dos dados no *Data Logger* é utilizado como parâmetro na entrada do PID. As fontes de tensão estão conectadas ao *Labview*, e o PID atua como controlador.

A quarta parte do código é referente a página “Salva Dados”, ver Figura 78, que desempenha a função de armazenar os dados recebidos pelo *Data Logger* e gerar um arquivo de texto contendo os valores de temperatura e de tensão. Quando é necessário simular a órbita usando o perfil fornecido por (MORSCH, et al., 2017), os dados são copiados para o código que realiza a varredura e atualização dos valores a cada 60 segundos.

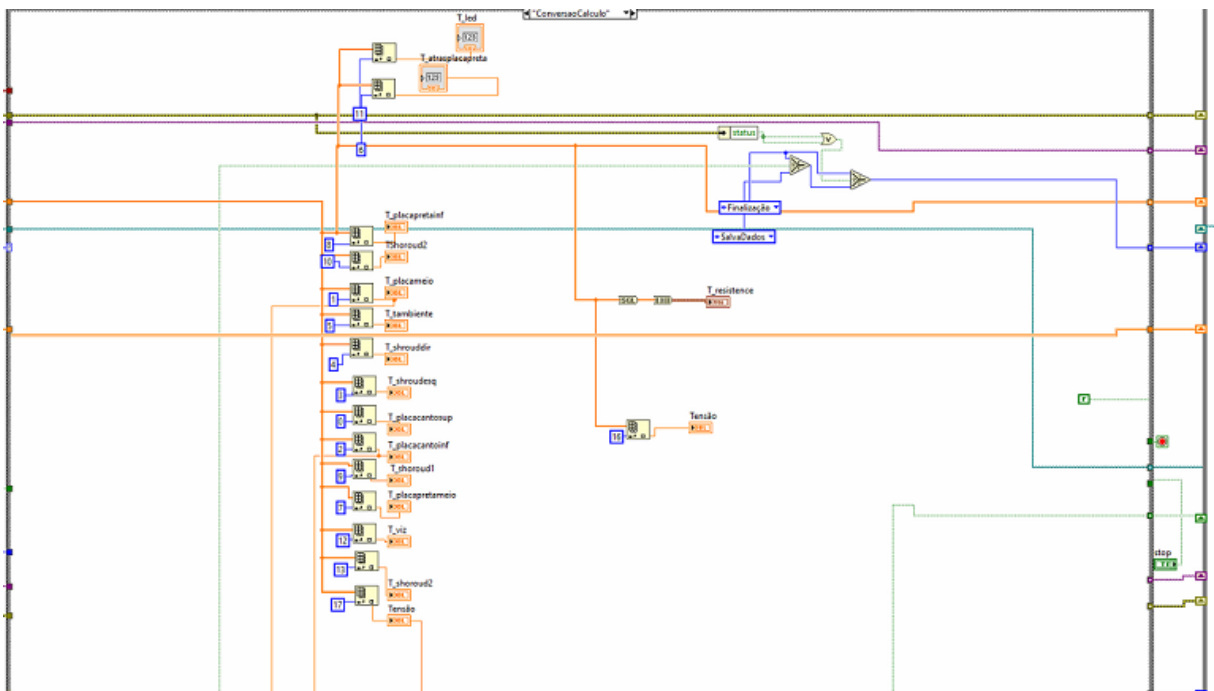
A quinta página é a “Finalização”, desempenha a função de finalizar a comunicação entre o computador, *Data Logger* e quando o usuário solicita a paralização através da interface.

Figura 76 - Bloco de “leitura” labview.



Fonte: Autor (2022)

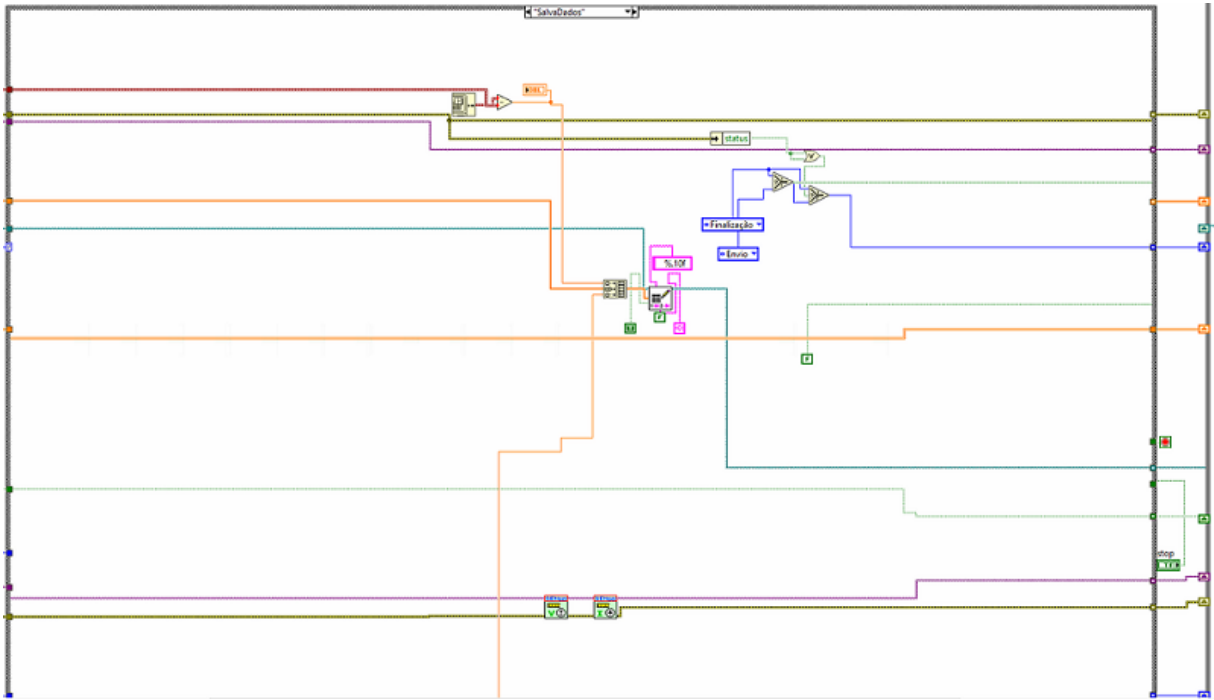
Figura 77 – Bloco de “Conversão&Calculo”



Fonte: Autor (2022).



Figura 78 – Bloco “Salva dados”



Fonte: Autor (2022).

## APÊNDICE E - ANÁLISE DE INCERTEZAS

Será apresentado a seguir uma breve análise de incertezas nas potências elétricas, medidas no painel durante a órbita. As potências experimentais são detalhadas e comparadas com as potências do modelo ideal. A Equação (43), foi utilizada para o cálculo da potência no painel solar.

$$P_{\text{painel}} = U_{\text{painel}} I_{\text{painel}} \quad (43)$$

$$\delta P = \left[ \left( \frac{\partial P}{\partial U} \delta U \right)^2 + \left( \frac{\partial P}{\partial I} \delta I \right)^2 \right]^{1/2} \quad (44)$$

$$\delta P = \left[ (1 \cdot \delta U)^2 + (1 \cdot \delta I)^2 \right]^{1/2} \quad (45)$$

$$\delta P = \left[ (\delta U)^2 + (\delta I)^2 \right]^{1/2} \quad (46)$$

Sendo  $\delta U = 0,1$  V pois foi assumido o erro de fundo de escala, e  $\delta I = 0,01$  A o erro na medição da potência do painel será

$$\delta P = \left[ (0,1)^2 + (0,01)^2 \right]^{1/2} = 0,1004 \text{ (mW)} \quad (47)$$

Para o cálculo da resistência térmica foi usado a formula abaixo:

$$R = \frac{T_{\text{evap}} - T_{\text{Cond}}}{\dot{Q}} \quad (48)$$

$$\delta R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial T_{\text{evap}}} \delta T_{\text{evap}} \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial T_{\text{cond}}} \delta T_{\text{cond}} \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial \dot{Q}} \delta \dot{Q} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (49)$$

Derivando e substituindo os valores chegamos em

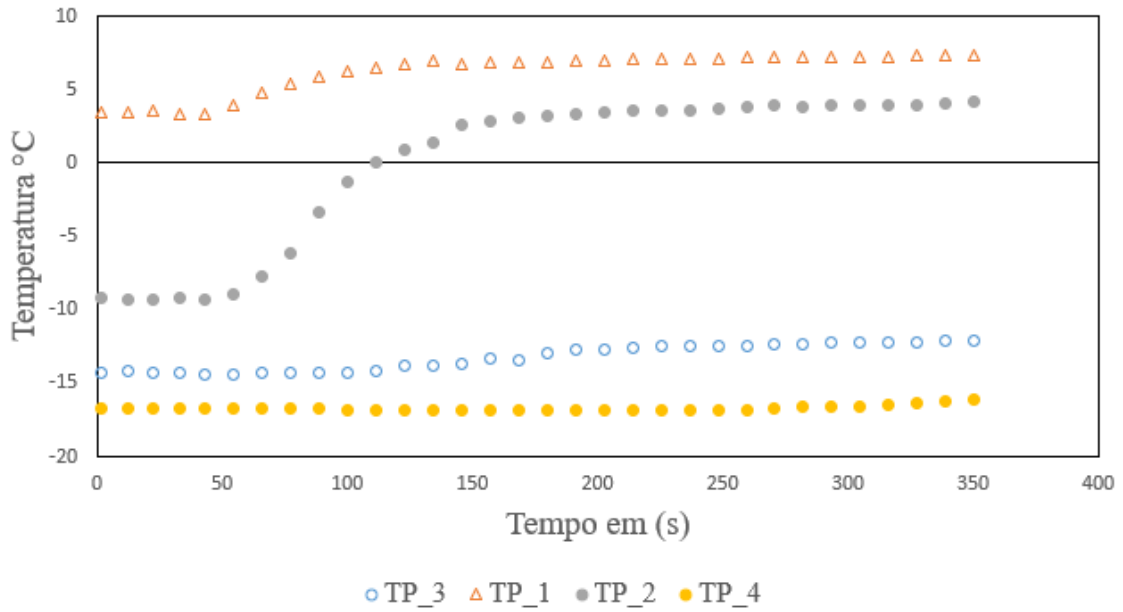
$$\delta R = \left[ (1 \cdot \delta T_{\text{evap}})^2 + (1 \cdot \delta T_{\text{cond}})^2 + \left( (-1) \delta \dot{Q} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (50)$$

Sendo  $\delta T_{\text{evap}} = \delta T_{\text{cond}} = 1^\circ\text{C}$  e  $\delta \dot{Q} = 0,1004 \text{ mW}$

$$\delta R = [3,008]^{1/2} = 1,73 \text{ K/W} \quad (51)$$

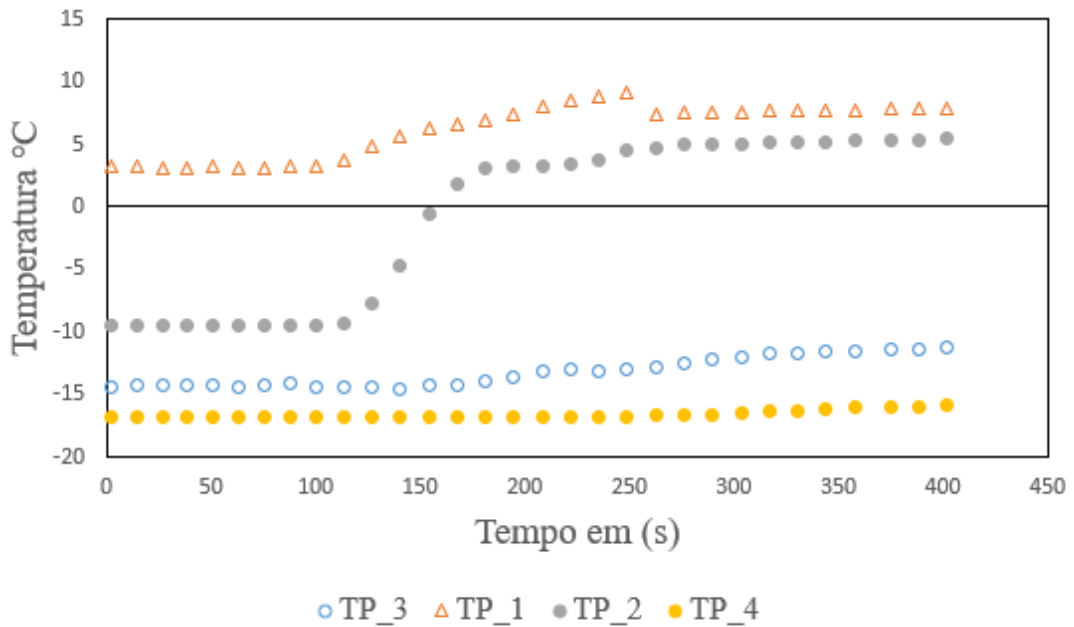
APÊNDICE F - GRÁFICO PONTO DE CONGELAMENTO

Figura 79 - Potência de 8W na resistência



Fonte: Autor (2022).

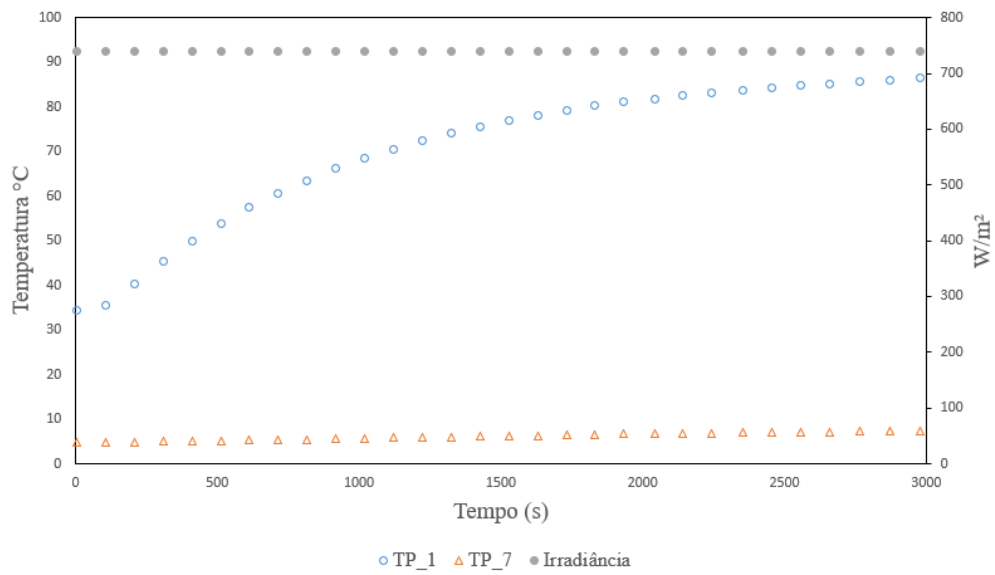
Figura 80 - Potência de 10W na resistência



Fonte: Autor (2022).

**APÊNDICE G - GRÁFICOS PAINEL COM TUBO DOBRADO**

Figura 81 - Paineis sem tubo regime permanente e casco a 5°C



Fonte: Autor (2022).

# APÊNDICE H – DATASHEET TUBO DE CALOR BOYD



## TECHNICAL DATA SHEET

### Flexible Heat Pipe and Flexible Heat Pipe Cold Plate

For improved aerospace thermal control with a need for freedom of movement, minimum weight and maximum reliability, Aavid, Thermal Division of Boyd Corporation's custom flexible heat pipes (Figure 1) are an advanced heat pipe technology that provides an ideal solution.

These flexible heat pipes give design engineers the freedom to:

- ▶ Specify moving actuators, and remote terminals.
- ▶ Maintain thermal controls in rugged and demanding environments.
- ▶ Use as building blocks for innovative systems to meet emerging aerospace challenges.
- ▶ Vibration and isolation tested

Flexible heat pipes have been qualified for use in military aircraft — specifically, for cooling electronics on the **More Electric Aircraft**, and the **All Electric Aircraft**.

#### Flexible Heat Pipe Cold Plate (FHPCP)

Flexible Heat Pipe Cold Plate (FHPCP) (Figure 2), available in four configurations, solves cooling problems with a cold plate that transfers electronic heat to the most convenient heat sink via a flexible heat pipe. The flexibility allows relative motion between the heat sink and the component to be cooled — increasing durability and mean time between failures.

#### Key Features and Benefits

- ▶ Aircraft Level Vibration Tested: Met shock and acoustic noise design requirements, and test procedures for the aircraft equipment
- ▶ Thermal-Cycled Tested: Freeze/Thaw from -55°C to 135°C
- ▶ Bellows Flex Fatigue Tested to Over 5 million cycles with No Signs of Failure
- ▶ Shock Tested for Cooling Missile Avionics

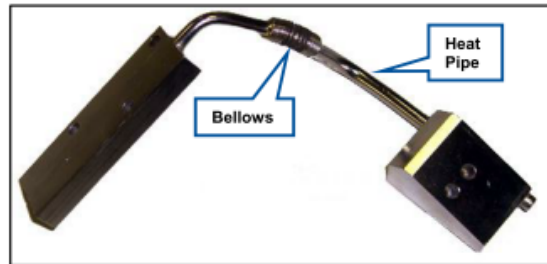


Figure 1 – Flexible Heat Pipe



Figure 2 – Flexible Heat Pipe Cold Plate

#### Critical Need Application

- ▶ Vibration Isolated Heat Sources
  - » Optical Sensors
  - » Radar Amplifiers
- ▶ Assemblies that Require Relative Motion
  - » Deployable Radiators
  - » Electro-Mechanical Actuators
  - » Molding/Tooling
- ▶ Challenging "Fit-Up" with Tolerance Stack-Up Issues
  - » Complex, Multiple-Part Assemblies
  - » Difficult to Assemble, Constrained Spaces