



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ARQUITETURA E URBANISMO

Fernando da Silva Almeida

**Montagem de bancada experimental para avaliação de sistemas por trocas radiantes**

Florianópolis - SC,

2022

Fernando da Silva Almeida

**Montagem de bancada experimental para avaliação de sistemas por trocas radiantes**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Arquitetura e Urbanismo da Universidade Federal de Santa Catarina para obtenção do título de Mestre em Arquitetura e Urbanismo.

Orientador: Prof. Dr, Martin Ordenes Mizgier.

Coorientador: Prof. Dr, Luis Hernán Rodríguez Cisterna.

Florianópolis - SC,

2022

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

Almeida, Fernando da Silva

Montagem de bancada experimental para avaliação de sistemas por trocas radiante/ Fernando da Silva Almeida; orientador, Martin Ordenes Mizgier, coorientador, Luis Hernán Rodríguez Cisterna, 2022.

118 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Arquitetura e Urbanismo, Florianópolis, 2022.

Inclui referências.

1. Sistemas por trocas radiantes. 2. Termossifão de parede. 3. Módulo Experimental. 4. Resfriamento de ambientes internos. 5. Estratégia bioclimática passiva. I. Ordenes Mizgier, Martin. II. Hernán Rodríguez Cisterna, Luis. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Arquitetura e Urbanismo. IV. Título.

Fernando da Silva Almeida

**Montagem de bancada experimental para avaliação de sistemas por trocas radiantes**

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

Prof. Dr. Fernando Westphal

PósARQ /UFSC

Prof.(a) Dr.(a) Veridiana Atanasio Scalco

PósARQ /UFSC

Prof. Eduardo Leite Krüger, PhD.

PPGEC/PPGSAU/UTFPR

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de mestre em Arquitetura e Urbanismo.

---

Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Arquitetura e Urbanismo

---

Prof. Martin Ordenes Mizgier, Dr.

Orientador – PósARQ/UFSC

Prof. Luis Hernán Rodríguez Cisterna, Dr.

Coorientador – Engenharia Mecânica/UTA/Chile

Florianópolis-SC,

2022

## AGRADECIMENTOS

A aventura chamada mestrado foi definitivamente MÁGICA.... Cresci como pessoa, renasci nos dias tristes, me reconheci nos momentos sombrios e desfrutei de lindos amores. Este trabalho é um sonho que se tornou realidade em meio tantas idas e vindas, tantas angústias e alegrias. Mas por onde começou essa jornada? No dia 28 de maio, cheguei em Floripa com medo, ansioso, mas feliz com a aprovação do processo seletivo de mestrado, não sabia muito bem o que esperar desses próximos dias, meses, anos, entretanto, tinha grandes certezas que não seria uma tarefa fácil. Me estabeleci em um apartamento no bairro Trindade (Bloco A4, Ap. 21), o famoso Itambé, não conhecia meus colegas de apartamento, e, confesso, no início não foi fácil me adaptar. Dois dias depois tive meu primeiro encontro com meu orientador, ele pareceu gente boa, e no fim, descobri que realmente era... se você estiver lendo esse texto, obrigado Martin pelo apoio. Na semana seguinte as aulas começariam, estava ainda mais radiante, teria aula com grandes nomes da minha área e isso me deixava bastante animado. Nas primeiras aulas fiquei um pouco perdido, me senti deslocado, cheguei a pensar, será que farei amigos?... Mas aí veio a primeira surpresa, uma mulher dos olhos puxados... foi amor à primeira vista, lembro das brejas, das conversas cabeças depois dos compromissos diários, aprendi muito com você Giovana, aprendi a ser melhor, a ser humano, a ser eu, sem receio, sem medo. Na sequência, as provas de conforto me levaram a ela, Roseana, Rose para os íntimos, você sem dúvidas é meu apoio diário, meu abraço apertado, minha irmã que jamais vou esquecer, independentemente de onde você estiver, estarei contigo, te amo... obrigado por ser companheira, por ser presente, por partilhar dias felizes e tristes, por topar as ideias mais loucas, por me ouvir, obrigado por ser você.... Aos sons de pássaros, continuo esses agradecimentos.... Vem aí, minha irmã mais velha, Mariane Brandalise, a companheira de pesquisa, doutoranda, conselheira... eu sei que brigamos e fizemos as pazes nos nossos subconscientes por inúmeras vezes, mas nem por isso, um soltou a mão do outro, é graças a esse companheirismo que esse momento se torna realidade, agradeço pelo apoio após o fim da bolsa, pelos ensinamentos que colhi contigo, pelas publicações partilhadas, pelas aventuras dessa pesquisa louca que nos metemos. Não acaba por aí, tem ela, Tamara, mãe de plantas, várias por sinal, dona do melhor tempero vegano, que me acolheu e me mostrou essa cidade, e fez esses anos serem ainda mais inesquecíveis, obrigado Tamis. Não podia falta a Dani, o que dizer dessa menina mulher, louca, feliz, com um coração gigante, cheio de amor para dar, sem você vários momentos não teriam sido os mesmos... Agradeço ainda, aos demais colegas de mestrado da turma 2019 pelo amor, em especial para Gislaine, você estará dentro do meu coração, sempre, até Patos de Minas...

Obrigado ainda Kellen pelas bebidinhas... Poli e Alê pelo carinho e afeto... Marinoca pelas risadas... Obrigado a todos os professores que me cruzaram nessa jornada, particularmente a prof. Veriana Scalco e Michele Fossati, aprendi muito com vocês. Em meio tudo isso, a vida ainda me presenteou com um ser de coração lindo... Gustavo, você é o homem mais incrível que já conheci e amei, obrigado por me permitir fazer parte da sua vida, por resistir em meio a dias nebulosos e por me fazer feliz... Por fim, seria desleal comigo mesmo, esquecer de quem mais me apoia e me apoiou nessa jornada... Mãe, você é uma grande mulher, te admiro, desculpas se falhei contigo, nunca foi minha intenção, te amo. Obrigado aos amigos que mesmo de longe colaboraram e teceram essa história comigo, com destaque para Bia, Maria e Júlia, amo imensamente vocês. Aos demais que direta e indiretamente fizeram parte e colaboram com a construção dessa dissertação, meu muito obrigado. Obrigado Labcon, Labtucal... obrigado, Luis pela coorientação, pela dedicação a essa pesquisa e por ter me apresentado a aventura mais louca que já vive, o termossifão, haha. Obrigado mais uma vez prof. Martin pela orientação, talvez nos vemos no Doc., haha.... Obrigado aos membros da banca pelos conselhos e leitura do trabalho. Enfim, Obrigado a todos!

Florianópolis, 10 de outubro de 2021.

## RESUMO

Em escala mundial cerca de 40% do consumo energético está relacionado aos edifícios, o que aumenta as emissões de gases de efeito estufa. No Brasil, apenas o setor residencial consome 26% de toda energia elétrica produzida no país. Um dos aspectos que influenciam neste consumo energético é o conforto térmico. A fim de minimizar o desconforto, observa-se altos investimentos da construção civil em soluções ativas de climatização (aparelhos de ar-condicionado, ventiladores elétricos, exaustores, trocadores de ar, aquecimento, dentre outros), das quais estas apresentam altas demandas energéticas. Dessa maneira, espera-se a elaboração de projetos mais eficientes, que possam diminuir os impactos ambientais associados a construção civil, reduzindo o consumo de energia, as emissões de CO<sub>2</sub>, e melhorando o conforto dos ocupantes através de estratégias passivas de condicionamento térmico. Logo soluções passivas são cada vez mais estudadas, com evidência as estratégias que se entregam aos envelopes das edificações. Um exemplo, disto pode ser a utilização de termossifões bifásicos ou tubos de calor em paredes. Estes dispositivos são considerados elementos bastante eficientes no que se refere à transferência de calor, transmitindo um grande número de calor, sem consumo adicional de energia, mesmo quando a diferença de temperatura é baixa. Diante disso, o presente trabalho tem como objetivo principal avaliar experimentalmente o potencial de termossifões bifásicos integrado a vedação vertical de um módulo como uma estratégia bioclimática passiva para resfriamento de ambientes internos, utilizando-se de uma serpentina de cobre que irá simular a seção evaporadora do termossifão, a partir da determinação de temperatura constante ao longo de seu comprimento. Nesse cenário, a metodologia deste trabalho foi dividida em duas partes: Simulação Analítica, Etapa 1 - consiste na análise preliminar do potencial passivo de aplicação de termossifões bifásicos para ambientes internos, a fim de definir diretrizes para produção da bancada experimental. Desse modo, é apresentado nesta etapa o modelo de simulação, os critérios de avaliação e o processamento dos dados; Etapa 2, Banca Experimental - corresponde a manufatura do módulo experimental e da serpentina de cobre. Nesta etapa ainda é caracterizado o aparato experimental e a metodologia de testes. A partir dos resultados encontrados na Etapa I, pode-se observar que o dispositivo mostra-se capaz de extrair calor de um ambiente de forma passiva, utilizando de coeficientes convectivos  $\leq 25 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ . Contudo, em situações onde o  $\Delta T$  é igual a 1°C, nota-se certa dificuldade da estratégia, necessitando elevar o número de tubos aletados para alcançar o objetivo, principalmente quando os coeficientes convectivos externos são menores ou iguais a 10  $\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ . Também foi possível delimitar diretrizes para construção do termossifão bifásico na Etapa II. Na parte experimental, de forma geral os resultados se mostraram bastante otimistas. O dispositivo conseguiu reduzir significativamente a temperatura do ar interno, sendo que grande parte do calor foi extraído nas duas primeiras horas de teste, e em alguns casos nos 60 minutos iniciais. Além disso, verificou-se na distribuição do ar interno uma similaridade em todos os ensaios realizados, apresentando um gradiente de temperatura mais alto nos quadrantes superiores da modelo. Com relação a resposta térmica das superfícies, foi constatado que a velocidade de estabilização das temperaturas das faces internas reduziu quando a temperatura da serpentina de cobre aumentou. Para além, foi pôde-se verificar uma resposta térmica superior da superfície interna da parede com os tubos de cobre em comparação com a superfície interna da parede oposta

**Palavras-chave:** 1. Sistemas por trocas radiantes. 2. Termossifão de parede. 3. Módulo Experimental. 4. Resfriamento de ambientes internos. 5. Estratégia bioclimática passiva.

## ABSTRACT

*On a global scale, about 40% of energy consumption is related to buildings, which increases greenhouse gas emissions. In Brazil, only the residential sector consumes 26% of all electricity produced in the country. One of the aspects that influence energy consumption is the thermal comfort. In order to minimize the construction, observe high investments in climatization solutions (air conditioners, electric fans, exhaust fans, air exchangers, among others), of which these have high energy needs. In this way, it is expected the development of more efficient projects that can reduce the environmental impacts associated with civil construction, reduce energy consumption, CO<sub>2</sub> emissions, and improve occupant comfort through passive thermal conditioning strategies. Passive solutions are increasingly being studied, with evidence of the strategies of the walls of buildings. An example of this could be the use of two-phase thermosiphons or heat pipes in walls. These devices are considered very efficient elements in terms of heat transfer, transmitting a large amount of heat without additional energy consumption, even when the temperature difference is low. Therefore, the main objective of this work is to experimentally evaluate, from laboratory tests, the potential of a two-phase thermosiphon integrated in the envelope of an experimental module as a passive cooling strategy for indoor environments, using a copper coil that simulates an evaporating section of the thermosiphon, from the determination of constant temperature along its length. In this scenario, the methodology of this work was divided into two parts: Analytical Simulation, Step 1 - consists of the preliminary analysis of the passive potential of application of two-phase thermosiphons for indoor environments, in order to define guidelines for the production of the experimental set-up. Thus, in this step, the simulation model, the evaluation criteria, and the data processing are presented; Step 2, Experimental set-up - corresponds to the manufacture of the experimental module and the copper coil. At this stage, the experimental apparatus and the testing methodology are still characterized. From the results found in Step I, it can be seen that the device is capable of passively extracting heat from an environment, using convective coefficients  $\leq 25 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ . However, in situations where the  $\Delta T$  is equal to  $1 \text{ }^\circ\text{C}$ , there is a certain difficulty of the strategy, needing to increase the number of finned tubes to achieve the objective, especially when the external convective coefficients are less than or equal to  $10 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ . It was also possible to define guidelines for the construction of the biphasic thermosiphon in Stage II. In the experimental part, the results were quite optimistic. The device managed to significantly reduce the temperature of the internal air, with much of the heat being extracted in the first two hours of testing, and some cases in the initial 60 minutes. In addition, a similarity in the distribution of the internal air was verified in all the tests carried out, presenting a higher temperature gradient in the upper quadrants of the model. Regarding the thermal response of the surfaces, it was found that the speed of stabilization of the temperatures of the internal faces reduced when the temperature of the copper coil increased. Furthermore, a superior thermal response of the inner surface of the wall with the copper tubes compared to the inner surface of the opposite wall could be verified.*

**Keywords:** 1. Radiant exchange systems. 2. Wall thermosiphon. 3. Experimental Module. 4. Cooling indoor environments. 5. Passive bioclimatic strategy.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Classificação das técnicas de resfriamento passivo.....	24
Figura 2 - Integração de tubos de calor em (a) componentes eletrônicos, (b) fornos, (c) trocadores de calor, (d) coletores solares e (e) rodovias.....	26
Figura 3 - Classificação de tubos de calor.....	27
Figura 4 - Termossifão fechado de duas fases assistido por gravidade simples.....	28
Figura 5 - Circuito de resistências térmicas equivalente de um termossifão.....	30
Figura 6 - Circuito de resistências térmicas simplificado.....	30
Figura 7 - Princípio de funcionamento da WIHP.....	33
Figura 8 - Princípio de funcionamento da WT.....	34
Figura 9 - Princípio de funcionamento da TIHP no (a) inverno e (b) verão.....	35
Figura 10 - Modelo de transferência de calor dinâmico WIHP.....	39
Figura 11 - (a) tubo de calor separado tipo H e (b) termossifão de duas fases tipo Z.....	42
Figura 12 - Diagrama esquemático do envelope do edifício incorporado de termossifão.....	42
Figura 13 - Equipamento de teste de desempenho de isolamento térmico de paredes de edifícios com WIHP, (a) esquema e (b) foto do aparato no laboratório.....	45
Figura 14 - Fluxograma da execução da pesquisa.....	48
Figura 15 - Modelo de simulação.....	49
Figura 16 - Ilustração esquemática do módulo com o termossifão.....	50
Figura 17 - (a) Aletas do condensador e (b) Aletas do evaporador.....	53
Figura 18 - Fluxograma de simulação.....	59
Figura 19 - Célula Teste.....	61
Figura 20 - Montagem do módulo experimental.....	63
Figura 21 - Distribuição dos termopares tipo K nas superfícies externas, internas e no núcleo do módulo experimental.....	64
Figura 22 - Furos de entrada dos termopares e varais de instalação dos sensores no ar.....	65
Figura 23 - O dispositivo de cobre.....	66
Figura 24 - Distribuição dos termopares na serpentina.....	67
Figura 25 - Incorporação da serpentina de cobre no módulo.....	68
Figura 26 - Banho termostático modelo Ultra-Kryomat® RUK 40 S, fabricante Lauda.....	69
Figura 27 - (a) Display da fonte de potência Heinzinger PTN 125-10 e (b) dissipador de calor aletado de alumínio.....	70
Figura 28 - Sistema de aquisição de dados e computador utilizados na pesquisa.....	71
Figura 29 - Bancada experimental completa.....	71

Figura 30 - Representação da dinâmica experimental.....	72
Figura 31 - Variação da temperatura do ar interno e da taxa de resfriamento em função do tempo em hora, para os Ensaios 1, 2 e 3, com $Q=25W$ .....	84
Figura 32 - Variação da temperatura do ar interno e da taxa de resfriamento em função do tempo em hora, para os Ensaios 4, 5 e 6, $Q=20W$ .....	85
Figura 33 - Variação da temperatura do ar interno e da taxa de resfriamento em função do tempo em hora, para os ensaios 7, 8 e 9, com $Q=15W$ .....	86
Figura 34 - Distribuição da temperatura do ar interno no (a) Teste Referência e no (b) Teste Experimental para o Ensaio 1 - $25W$ e $22^{\circ}C$ .....	88
Figura 35 - Distribuição da temperatura do ar interno no (a) Teste Referência e no (b) Teste Experimental para o Ensaio 2 - $25W$ e $19^{\circ}C$ .....	89
Figura 36 - Distribuição da temperatura do ar interno no (a) Teste Referência e no (b) Teste Experimental para o Ensaio 3 - $25W$ e $16^{\circ}C$ .....	90
Figura 37 - Distribuição da temperatura do ar interno no (a) Teste Referência e no (b) Teste Experimental para o Ensaio 4 - $20W$ e $22^{\circ}C$ .....	91
Figura 38 - Distribuição da temperatura do ar interno no (a) Teste Referência e no (b) Teste Experimental para o Ensaio 5 - $20W$ e $19^{\circ}C$ .....	91
Figura 39 - Distribuição da temperatura do ar interno no (a) Teste Referência e no (b) Teste Experimental para o Ensaio 6 - $20W$ e $16^{\circ}C$ .....	92
Figura 40 - Distribuição da temperatura do ar interno no (a) Teste Referência e no (b) Teste Experimental para o Ensaio 7 - $15W$ e $22^{\circ}C$ .....	93
Figura 41 - Distribuição da temperatura do ar interno no (a) Teste Referência e no (b) Teste Experimental para o Ensaio 8 - $15W$ e $19^{\circ}C$ .....	93
Figura 42 - Distribuição da temperatura do ar interno no (a) Teste Referência e no (b) Teste Experimental para o Ensaio 7 - $15W$ e $16^{\circ}C$ .....	94
Figura 43 - Resposta Térmica das superfícies internas da Parede Fria e Oposta ao longo do tempo no Ensaio 2 - $25W$ e $19^{\circ}C$ .....	96
Figura 44 - Resposta Térmica das superfícies internas da Parede Fria e Oposta ao longo do tempo no Ensaio 4 - $20W$ e $22^{\circ}C$ .....	97
Figura 45 - Resposta Térmica das superfícies internas da Parede Fria e Oposta ao longo do tempo no Ensaio 9 - $15W$ e $16^{\circ}C$ .....	98
Figura 46 - Distribuição da temperatura da superfície interna da parede Fria para o Teste Referência (a) e Teste Experimental (b) no Ensaio 2 - $25W$ e $19^{\circ}C$ .....	99

Figura 47 - Distribuição da temperatura da superfície interna da parede Fria para o Teste Referência (a) e Teste Experimental (b) no Ensaio 4 - 20W e 22°C.....	100
Figura 48 - Distribuição da temperatura da superfície interna da parede Fria para o Teste Referência (a) e Teste Experimental (b) no Ensaio 9 - 15W e 16°C.....	101
Figura 49 - Esquema de calibração dos termopares .....	116
Figura 50 - Tendência da medição da temperatura.....	117
Figura 51 - Repetibilidade da medição da temperatura.....	117
Figura 52 - Erro máximo: TD + RE. ....	118
Figura 53 - Erro máximo: TD - RE. ....	118

### LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Resumo dos estudos que verificaram o desempenho termoenergético de edificações com WIHP, WT ou TIHP.....	37
---	----

### LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros fixos relacionados ao projeto do termosifão .....	56
Tabela 2 - Coeficientes de troca de calor por convecção .....	57
Tabela 3 - Propriedades termofísicas dos materiais construtivos do módulo experimental.....	62
Tabela 4 – Tensões e correntes utilizadas para realização dos testes.....	70
Tabela 5 - Variações dos testes a serem realizados .....	73
Tabela 6 - Resultados de hint variando-se o $\Delta T$ (1, 4 e 7 °C) e número de tubos (6, 8, 10 e 12) .....	76
Tabela 7 - Resultados de hint fixando-se 30 aletas anulares e 4 planas, e variando-se o $\Delta T$ (1, 4 e 7) e número de tubos (5, 6 e 7) .....	77
Tabela 8 - Resultados de hint fixando-se 45 aletas anulares e 8 planas, e variando-se o $\Delta T$ (1, 4 e 7) e número de tubos (5, 6 e 7) .....	77
Tabela 9 - Resultados de hint fixando-se 60 aletas anulares e 16 planas, e variando-se o $\Delta T$ (1, 4 e 7) e número de tubos (5, 6 e 7) .....	78
Tabela 10 - Resultados de hint fixando-se 90 aletas anulares e 24 planas, e variando-se o $\Delta T$ (1 e 4) e número de tubos (5, 6 e 7) .....	79
Tabela 11 - Resultados de hint fixando-se 90 aletas anulares, 24 planas e o $\Delta T$ (1), variando o número de tubos no evaporador.....	79
Tabela 12 - Principais variáveis medidas .....	82

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers</i>
BEN	Balanco Energético Nacional
CW	<i>Cold Wall</i>
EUA	Estados Unidos da América
EHTC	<i>Equivalent Heat Transfer Coefficient</i>
ETC	<i>Evacuated tube collectors</i>
ETSC	<i>Evacuated tube solar collectors</i>
FPSC	<i>Flat plate solar collectors</i>
HP	<i>Heat Pipe</i>
HPHSs	<i>Heat pipe heat sink</i>
HPHX	<i>Heat pipe heat exchanger</i>
HPSCs	<i>Heat pipe solar collectors</i>
IEA	<i>International Energy Agency</i>
IPCC	<i>Intergovernmental Panel on Climate Change</i>
LABCON	Laboratório de Conforto Ambiental
LABTUCAL	Laboratório de Tubos de Calor
LHS	<i>Latent Heat</i>
ME	Módulo Experimental
MHP	<i>Micro-Channel Heat Pipe</i>
MHP-RC-PCM	<i>Micro-channel heat pipe - radiative cooling - phase change materials</i>
PDT	Percentual de Desconforto Térmico
PCM	<i>Phase Change Materials</i>
PF	Parede Oposta
PO	Parede Fria
SC	Santa Catarina
SHS	<i>Sensible Heat</i>
TE	Teste Experimental
TES	<i>Thermal Energy Storage</i>
TR	Teste Referência
TS	<i>Two-phase closed</i>
TSHSs	<i>Thermosyphon heat sink</i>
TSHX	<i>Thermosyphon heat exchanger</i>
TPRP	Termossifão de Parede para Resfriamento Passivo
TIHP	<i>Trombe Wall Implanted With Heat Pipes</i>
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina
WIHP	<i>Wall Implanted With Heat Pipes</i>
WT	<i>Wall Thermosyphon</i>

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Alfabeto Latino

$A_a$	Área da superfície individual de cada aleta	[m <sup>2</sup> ]
$A_c$	Área externa do condensador	[m <sup>2</sup> ]
$A_e$	Área externa do evaporador	[m <sup>2</sup> ]
$A_t$	Área da aleta e a fração exposta da base	[m <sup>2</sup> ]
$C_{pl}$	Calor específico do líquido	[kJ/(kg °C)]
$D_a$	Diâmetro da aleta anular	[m]
$d_i$	Diâmetro interno do tubo de calor	[m]
$d_o$	Diâmetro externo do tubo de calor	[m]
$F$	Razão de enchimento dado pela relação entre o volume de líquido	-
$g$	Aceleração gravitacional	[m/s <sup>2</sup> ]
$h$	Coefficiente de transferência de calor das aletas	[W/(m <sup>2</sup> K)]
$h_{int}$	Coefficiente de transferência de calor interno	[W/(m <sup>2</sup> K)]
$h_{ext}$	Coefficiente de transferência de calor externo	[W/(m <sup>2</sup> K)]
$h_1$	Calor latente de vaporização	[J/kg]
$h_{\infty e}$	Coefficiente de transferência de calor externo ao tubo na região do evaporador	[W/(m <sup>2</sup> °K)]
$h_{\infty c}$	Coefficiente de transferência de calor externo ao tubo na região do condensador	[W/(m <sup>2</sup> °K)]
$i$	Corrente	[A]
$k$	Condutividade térmica do material do tubo	[W/mK]
$k_l$	Condutividade térmica do líquido	[W/mK]
$l$	Comprimento do tubo de calor	[m]
$l_c$	Comprimento do condensador	[m]
$l_e$	Comprimento do evaporador	[m]
$N$	Número de aletas no conjunto	-
$n_a$	Eficiência de uma aleta isolada	-
$n_c$	Número de condensadores	-
$n_e$	Número de evaporadores	-
$p_{atm}$	Pressão atmosférica	[Pa]
$q$	Capacidade de transferência de calor	[W]
$q_c$	Carga trocada do condensador com o ambiente externo	[W]
$q_e$	Fluxo de calor da seção de evaporação	[W/m <sup>2</sup> ]
$Q$	Taxa de transferência de calor do termossifão	[W]
$Q$	Potência dissipada	[W]

$R$	Resistência térmica global do termossifão	[K/W]
$r_2$	Raio total da aleta anular	[m]
$R_{tc}$	Resistência total do condensador	[K/W]
$R_{te}$	Resistência total do evaporador	[K/W]
$t$	Espessura da aleta	[m]
$T_{out}$	Temperatura do ar externo	[°C]
$T_{cc}$	Temperatura da superfície externa	[°C]
$T_{ex}$	Temperatura da superfície externa da seção de condensação	[°C]
$T_{in}$	Temperatura do ar interno	[°C]
$t_{in}$	Temperatura do ar interno ao módulo	[°C]
$t_{iscw}$	Temperatura da superfície interna	[°C]
$t_{isow}$	Temperatura da superfície interna da parede oposta	[°C]
$t_{oscw}$	Temperatura da superfície externa	[°C]
$t_{osow}$	Temperatura externa da parede oposta a parede fria	[°C]
$U$	Tensão	[V]
$UR_{in}$	Umidade relativa do ar interna	[%]
$V_e$	Volume do evaporador	[m <sup>3</sup> ]
$w$	Largura da aleta	[m]
$w_c$	Largura corrigida dos perfis	[m]

### Alfabeto Grego

$\Delta T$	Diferença de temperatura entre a seção de vaporização e condensação	[K]
$\Delta T$	Diferença da temperatura média do ar interno	[[ $T_{inTR}$ ]]
$\Delta_t$	Diferença entre o tempo final menos o tempo inicial	[h]
$\mu_1$	Viscosidade dinâmica do líquido	[(N.s)/m <sup>2</sup> ]
$\phi$	Ângulo entre placas	[°]
$\rho_l$	Densidade do líquido	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau$	Quantidade de tempo que a temperatura do ar interno do módulo experimental está fora da faixa de temperatura de conforto térmico	[h]

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>16</b>
<b>1.1 Objetivos .....</b>	<b>20</b>
1.1.1 Objetivo Geral.....	20
1.1.2 Objetivos Específicos .....	20
<b>1.2 Estrutura da Dissertação.....</b>	<b>21</b>
<b>2. REVISÃO DE LITERATURA.....</b>	<b>23</b>
<b>2.1 Sistemas de resfriamento passivo .....</b>	<b>23</b>
2.1.1 Tubos de calor e termossifões.....	27
2.1.1.1 Resistência térmica dos termossifões bifásicos .....	29
<b>2.2 Tubos de calor e termossifões implantados na envoltória de edificações .....</b>	<b>33</b>
2.2.1 Os Avanços dos Modelos numéricos.....	38
<b>2.3 Princípios da pesquisa experimental com tubos de calor e termossifões em envoltórias.....</b>	<b>41</b>
2.3.1 Variáveis e parâmetros.....	41
2.3.2 Bancada e Procedimentos experimentais.....	44
<b>2.4 Considerações finais sobre a revisão de literatura .....</b>	<b>47</b>
<b>3. MATERIAIS E METÓDO .....</b>	<b>48</b>
<b>3.1 ETAPA 1: Simulação Analítica .....</b>	<b>48</b>
3.1.1 Modelo de simulação .....	49
3.1.2 Simulação analítica .....	50
3.1.3.1 Modelagem do código .....	51
3.1.3.2 Dados de entrada .....	55
3.1.3 Critérios de avaliação.....	57
3.1.4 Processamento da simulação .....	58
<b>3.2 ETAPA 2 - Bancada Experimental .....</b>	<b>60</b>
3.2.1 Caracterização do Módulo experimental .....	60
3.2.2 Manufatura do dispositivo de cobre.....	65
3.2.3 Aparato experimental.....	69
3.2.4 Metodologia de testes .....	72
<b>4. RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>75</b>
<b>4.1 Simulação analítica .....</b>	<b>75</b>
4.1.1 Coeficientes de Transferência de calor .....	75

<b>4.2 Bancada Experimental</b> .....	81
4.2.1 Variação da Temperatura do ar interno .....	83
4.2.2 Distribuição da Temperatura do ar Interno.....	87
4.2.3 Resposta térmica das superfícies internas.....	95
<b>5. CONSIDERAÇÕES FINAIS</b> .....	<b>102</b>
<b>5.1 Limitações do Trabalho</b> .....	104
<b>5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros</b> .....	105
<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>107</b>
<b>APÊNDICE A - Códigos MatLab</b> .....	108
CÓDIGO 1 - Modelagem do termossifão .....	108
CÓDIGO 2 – Projeto do conjunto de termossifão .....	110
<b>APÊNDICE B - Planificação do módulo experimental</b> .....	114
<b>APÊNDICE C - Calibração dos termopares</b> .....	116

## 1. INTRODUÇÃO

O acelerado desenvolvimento econômico de países com grande demanda de recursos naturais, alta densidade populacional e crescente construção de edificações, acarretam no elevado consumo de energia mundial (Agência Internacional de Energia - *International Energy Agency* - IEA, 2013; ALIZADEH; SADRAMELI, 2016). De acordo com estudos da IEA (2020), cerca de 40% do consumo energético no mundo está relacionado aos edifícios, o que aumenta as emissões de gases de efeito estufa. No Brasil, apenas o setor residencial consome 26% de toda energia elétrica produzida no país (Balanço Energético Nacional - BEN, 2020).

Um dos aspectos que influenciam no consumo energético é o conforto térmico que está diretamente associado ao desempenho termoenergético de uma edificação. A Sociedade Americana de Engenharia em Calefação (*American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers* - ASHRAE, 2017), define o conforto térmico como a condição mental que expressa a satisfação com o ambiente térmico. A fim de minimizar o desconforto em edificações e manter estabilidade térmica no ambiente interno, os investimentos do setor em soluções ativas de climatização (aparelhos de ar-condicionado, ventiladores elétricos, exaustores, trocadores de ar, aquecimento, dentre outros) são amplamente utilizados em residências e edifícios não domésticos.

Entretanto, segundo Omrany *et al.* (2016) manter o conforto térmico em um ambiente representa aproximadamente 60% do total de energia consumida em edifícios, essa porcentagem varia conforme o clima do país, condições econômicas, sociais, e recursos energéticos. Pesquisas norte americanas ainda apontam que nos Estados Unidos da América (EUA), 41% da demanda energética é voltada para o condicionamento climático das edificações (KRARTI; DENEUVILLE, 2015). Dessa maneira, espera-se a elaboração de projetos mais eficientes, que possam diminuir os impactos ambientais associados a construção civil, reduzindo o consumo energético, as emissões de CO<sub>2</sub>, e melhorando o conforto dos ocupantes através de estratégias passivas de condicionamento térmico (BELTRÁN; MARTÍNEZ-GÓMEZ, 2019; BHAMARE, *et al.* 2019; ADILKHANOVA *et al.*, 2021).

Dentre as estratégias passivas convencionais utilizadas em edifícios no controle interno da temperatura, pode-se citar o aquecimento solar passivo, inércia térmica para resfriamento e aquecimento, resfriamento evaporativo, sombreamento, ventilação natural e outras. Estas podem vir a ser diretrizes de projetos arquitetônicos e urbanísticos, das quais são

estabelecidas a partir de gráficos bioclimáticos<sup>1</sup>, desenvolvidos através de análises climatológicas, que frequentemente são elaborados sem prever as tendências de mudanças climáticas das próximas décadas. Tais mudanças resultam em potencial ameaça aos ecossistemas e seres humanos, e podem interferir diretamente no desempenho termoenergético das edificações, forçando mais gastos energéticos para adequada manutenção de habitabilidade aos usuários (GUARDA, *et al.* 2018; TRIANA, *et al.* 2018).

Segundo Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas (*Intergovernmental Panel on Climate Change - IPCC*, 2021), é esperado um aquecimento global irreversível que ultrapassará os 1,5 e 2,0 °C até o final do século XXI. O fenômeno é causado pelas intensas emissões de CO<sub>2</sub> e outros gases de efeito estufa na atmosfera. Dessa maneira, o efeito gerado pelas variações climáticas no âmbito da construção civil torna-se complexo com o passar dos anos. Nesse cenário, diversos estudos vêm sendo desenvolvidos com o objetivo de analisar o impacto das mudanças climáticas nas edificações.

Wang e Chen (2014), indicam que nos EUA, a demanda por resfriamento dos edifícios aumentará, enquanto a de aquecimento tende a reduzir entre as décadas de 2040 a 2080. No Brasil por sua vez, o impacto das mudanças climáticas afetará substancialmente na forma de projeção das edificações. Invidiata e Ghisi (2016) abordaram o comportamento futuro de demanda de energia para edifícios residenciais em três zonas climáticas brasileiras, e concluíram que o consumo energético dos edifícios aumentará gradualmente, variando de 19% a 65% em 2020, 56% -112% em 2050, e 112% -185% em 2080. A demanda de energia para aquecimento irá reduzir nas cidades de Curitiba (clima oceânico) e Florianópolis (clima subtropical úmido), aumentando conseqüentemente a necessidade de resfriamento das edificações.

A pesquisa ainda evidencia a importância da utilização de estratégias passivas para melhorar o conforto térmico interno das residências, assim como para mitigar o consumo de energia até 2080. Estes resultados convergem com estudos desenvolvidos pela IEA (2018), que trata sobre o futuro do resfriamento de edificações. Tal relatório, aponta que o Brasil passará de 29 milhões de unidades de aparelhos de condicionadores de ar em 2020, para 165 milhões

---

<sup>1</sup> Gráficos Bioclimáticos são determinados através de arquivos climáticos, nos quais contém os principais fatores climáticos que interferem no conforto humano e no desempenho termoenergético das edificações, tais como: padrões de temperatura, umidade relativa do ar, velocidade do ar, nebulosidade, dentre outros. Os gráficos facilitam a avaliação das características climáticas na perspectiva do conforto térmico humano e apresentam o quadro psicrométrico, constituído pela combinação simultânea de temperatura e umidade, além de especificar diretrizes de projeto para maximizar as condições de conforto térmico no interior das edificações (GIVONI, 1992).

em 2050, crescendo exponencialmente o consumo energético edílico no país, no que diz respeito ao condicionamento térmico para resfriamento.

Logo, soluções passivas não convencionais, como coletores solares, materiais de mudança de fase (*Phase Change Materials* - PCM), paredes tipo trombe, tubos de calor (*Heat Pipe* - Hp), suas variadas formas integradas ao envelope, fachadas ventiladas, etc., são métodos cada vez mais estudados por auxiliarem e, podem até mesmo substituírem as soluções tradicionais de controle de temperatura. Dentre elas, destacam-se pesquisas referentes às paredes de armazenamento térmico<sup>2</sup> (ZHANG *et al.*, 2014), que estão relacionadas ao aquecimento livre, definido como uma forma de armazenar radiação solar durante o dia e fornecer aquecimento interno a noite, indicado para o inverno; e resfriamento livre, onde no verão, o ar fresco é armazenado a noite e liberado durante o dia, reduzindo assim a necessidade de refrigeração do ambiente (ZHANG *et al.*, 2006).

O interesse pelas paredes de armazenamento térmico está diretamente relacionado à importância do envelope para determinar o controle das condições de temperatura internas dos edifícios, visto que as vedações apresentam grande impacto na conservação de energia e consequentemente na habitabilidade das edificações (SADINENI *et al.*, 2011; SAFFARI *et al.*, 2017, CHANG *et al.*, 2020). Desse modo, as incorporações de estratégias na envoltória das edificações podem auxiliar no desempenho termoenergético das mesmas. Um exemplo disto pode ser a utilização de termossifões bifásicos ou tubos de calor de fases em paredes, nomeados por Omrany *et al.* (2016) como soluções inovadoras para sistemas de paredes, por serem um método passivo de regulação térmica.

Os tubos de calor/termossifões são considerados por Dunn e Reay (1994) e Noie (2005) elementos eficientes no que se refere à transferência de calor, transmitindo calor, sem consumo adicional de energia, mesmo quando a diferença de temperatura é baixa entre a seção evaporadora e condensadora do dispositivo, além de apresentar condutividade térmica correspondente até 700 vezes a condutividade do cobre. Integrados as vedações, estes sistemas apresentam três principais denominações: (1) tubos de calor combinados implantados na parede (*Wall Implanted With Heat Pipes* - WIHP); (2) termossifão de parede (*Wall Thermosyphon* - WT); e (3) parede trombe implantada com tubos de calor (*Trombe Wall Implanted With Heat Pipes* - TIHP). Tal tecnologia pode contribuir para minimizar o consumo energético por

---

<sup>2</sup> Paredes de armazenamento térmico são coletores de alta capacidade, responsáveis por coletar o calor e liberá-lo em determinado horário do dia ou da noite (ZHANG, 2006).

climatização e suas consequências na degradação ambiental e emissões de gases do efeito estufa (LI; ZHANG, 2018).

Conforme Liu *et al.* (2019, p. 488), este sistema possui grande potencial de incorporação em edificações em diversos países, “devido à capacidade de controlar a transferência de calor, o fato de que não ser necessário força motriz, o produto ter uma longa vida útil e por apresentar possíveis arranjos de instalação flexíveis e diversos”. Essas tecnologias são promissoras mesmo nas estações mais rigorosas, e funcionam com princípios de uma parede passiva de mudança de fase. No inverno, por exemplo, a transferência de calor acontece quando a temperatura da superfície externa é mais alta que a superfície interna, enquanto no verão, tal situação acontece principalmente no período noturno, quando a temperatura da parede externa é menor que da superfície interna (ZHANG *et al.*, 2014; SUN *et al.*, 2015; LI e ZHANG, 2018; BELLANI, 2019 *et al.*).

As pesquisas relacionadas aos tubos de calor e termossifões implantados nas envoltórias dos edifícios ainda são recentes. Dentre elas, se destaca o estudo realizado por um grupo de pesquisadores chineses liderado por Zhang *et al.* (2014), que investigaram a utilização WIHP incorporados a envoltória de uma edificação, a fim de reduzir o consumo energético. Os resultados obtidos foram relevantes, no qual obteve-se uma redução da perda de calor em 14,47% durante o inverno típico, concluindo que a tecnologia era interessante para melhorar termicamente o ambiente interno e, aplicável na engenharia e arquitetura. No ano seguinte Sun *et al.* (2015), estudou a mesma tecnologia supracitada, porém com enfoque no cálculo e análise das horas de trabalho dos WIHP e suas capacidades de transferência de calor em diferentes distritos da China.

Uma parceria realizada entre a Universidade de Pisa, na Itália, e a Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), no Brasil, investigou a aplicação de WT em uma casa pré-fabricada no inverno italiano, para redução do consumo energético, bem como a análise do comportamento da temperatura interna da edificação, que obteve resultados de 50% de economia de energia (FANTOZZI *et al.*; 2017; BELLANI *et al.*, 2019). Essa colaboração ainda gerou a dissertação de mestrado elaborada por Bellani (2017), que construiu e avaliou o desempenho térmico de um protótipo de termossifão bifásico (*Two-phase closed* - TS) em circuito para auxiliar no aquecimento solar de edificações.

As demais investigações significativas se concentraram principalmente na China entre 2016 a 2019, com Tan e Zhang (2016), Li e Zhang (2018), Zhu *et al.* (2019), Zhang *et al.* (2019), Liu *et al.* (2019), Zhang e Li (2019), Zhang, Ding e Guo (2019) e Zhang, Xie e Cao (2019), que também elaboraram pesquisas relacionadas à implementação de tubos de calor em

paredes como um método passivo de aquecimento e resfriamento de ambientes internos. Contudo, nenhum desses estudos investigou o comportamento térmico de termossifão bifásico em envoltórias para resfriamento de edificações, ou até mesmo foi desenvolvido trabalhos experimentais de sistemas que possam simular o dispositivo para estudo da redução da temperatura do ar em ambientes internos. Dessa maneira, a presente pesquisa é promissora por ser um tema ainda pouco difundido e por apresentar grande potencial de aplicação.

## 1.1 Objetivos

### 1.1.1 Objetivo Geral

Avaliar experimentalmente o potencial de termossifões bifásicos como uma estratégia bioclimática passiva para resfriamento de ambientes internos, através de uma célula teste, simulando a seção evaporadora do dispositivo.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

1. Analisar diferentes coeficientes de transferência de calor externos e internos através de simulações analíticas no *software* MatLab, com o intuito de estudar preliminarmente a viabilidade passiva de aplicação de termossifões bifásicos para ambientes internos;
2. Definir diretrizes para manufatura da Bancada Experimental (Etapa II), com base nos resultados encontrados na Etapa I (Simulação Analítica);
3. Projetar, construir e instalar uma serpentina de cobre que irá simular a seção evaporadora de um termossifão bifásico em circuito, a partir da determinação de temperatura constante ao longo de seu comprimento;
4. Produzir e instrumentar a célula teste, além de testá-la em ensaios de laboratório;
5. Verificar a redução da temperatura do ar interno em função do tempo na célula teste, através dos resultados obtidos na Etapa II deste trabalho;
6. Estudar a distribuição da temperatura interna no módulo experimental, comparando os resultados antes e pós a ativação da circulação de água na cavidade da serpentina de cobre;
7. Analisar a resposta térmica da superfície interna da Parede Fria, localizada em contato com serpentina de cobre.

## 1.2 Estrutura da Dissertação

Este trabalho é estruturado em 5 capítulos, sendo eles:

- 1. Introdução:** neste capítulo é introduzido o tema de pesquisa ao leitor, a fim de contextualizar o problema de pesquisa, a justificativa e motivação, a lacuna e objetivos à serem estudados para atingir os resultados finais.
- 2. Revisão de Literatura:** compreende a fundamentação teórica para o desenvolvimento do trabalho, subdivida em 4 partes: **(2.1) Sistemas de Resfriamento passivo**, contextualização geral do tema na grande área de pesquisa e enfoque na área de estudo, no qual, apresenta-se as principais aplicações dos tubos de calor e termossifões na arquitetura, além de caracterizar o processo de transferência de calor dos destes dispositivos partir das correlações e equações presentes na Literatura; **(2.2) Tubos de Calor e termossifões implantados na envoltória de edifícios:** apresenta estudos que empregaram tubos de calor e termossifões em envoltórias de edificações, bem como o comportamento térmico destas paredes; **(2.3) Princípios da pesquisa experimental com tubos de calor e termossifões em envoltórias:** diz respeito as variáveis, instrumentação genérica, e processos utilizados para estudos experimentais com termossifões e tubos de calor. **(2.4) Considerações finais sobre a revisão de literatura**, expõe as conclusões sobre este capítulo.
- 3. Materiais e Método:** neste capítulo buscou-se estruturar uma ordem cronológica para o desenvolvimento das etapas deste trabalho, com o intuito de se atingir os objetivos listados, sendo está dividida em 2 partes principais: **(3.1) Etapa I - Simulação Analítica**, dedica-se a apresentação do modelo teste assim como a caracterização da simulação analítica (modelagem do código e dados de entrada), os critérios de avaliação e o processamento da mesma; **(3.2) Etapa II - Bancada Experimental**, relaciona a manufatura do módulo experimental, assim como a produção da serpentina de cobre que simula a seção evaporadora no interior da célula, o aparato de experimentação e a dinâmica para o processamento dos testes;
- 4. Resultados e Discussões:** expõe os resultados encontrados, agrupados em duas seções, sendo estes representados através de gráficos, diagramas e tabelas: **(4.1) Simulação Analítica**, exhibe os resultados dos coeficientes de transferência de calor internos e externos, a fim de avaliar preliminarmente o potencial do dispositivo em ambientes internos utilizando-se da convecção natural como meio de transporte de calor; **(4.2) Bancada Experimental**, apresenta os resultados obtidos na

Etapa de experimentação, nos quais são produzidos gráficos e diagramas, com o intuito de analisar a redução da temperatura do ar interno em função do tempo, a distribuição da temperatura do ar no interior do módulo e, a reposta térmica da superfície interna da Parede Fria, localizada em contato com a serpentina de cobre.

- 5. Considerações Finais:** o último capítulo é formado pelo apanhado geral das principais contribuições encontradas nos resultados, as limitações da pesquisa e sugestões de trabalhos futuros.

## 2. REVISÃO DE LITERATURA

### 2.1 Sistemas de resfriamento passivo

As relações humanas físicas e psicológicas estão diretamente associadas à saúde do homem para máximo alcance de eficiência na realização da tarefa (estudar, caminhar, trabalhar, produzir etc.). Esses aspectos são influenciados pelos elementos físicos do meio em que a pessoa está inserida (luz, som, clima, espaço, etc.). Na busca de encontrar o equilíbrio biopsicológico, o ser humano se esforça para adaptar-se ao seu entorno, dessa maneira, a arquitetura se mostra como uma das principais ferramentas para satisfazer as exigências adequadas de conforto (OLGYAY, 1963).

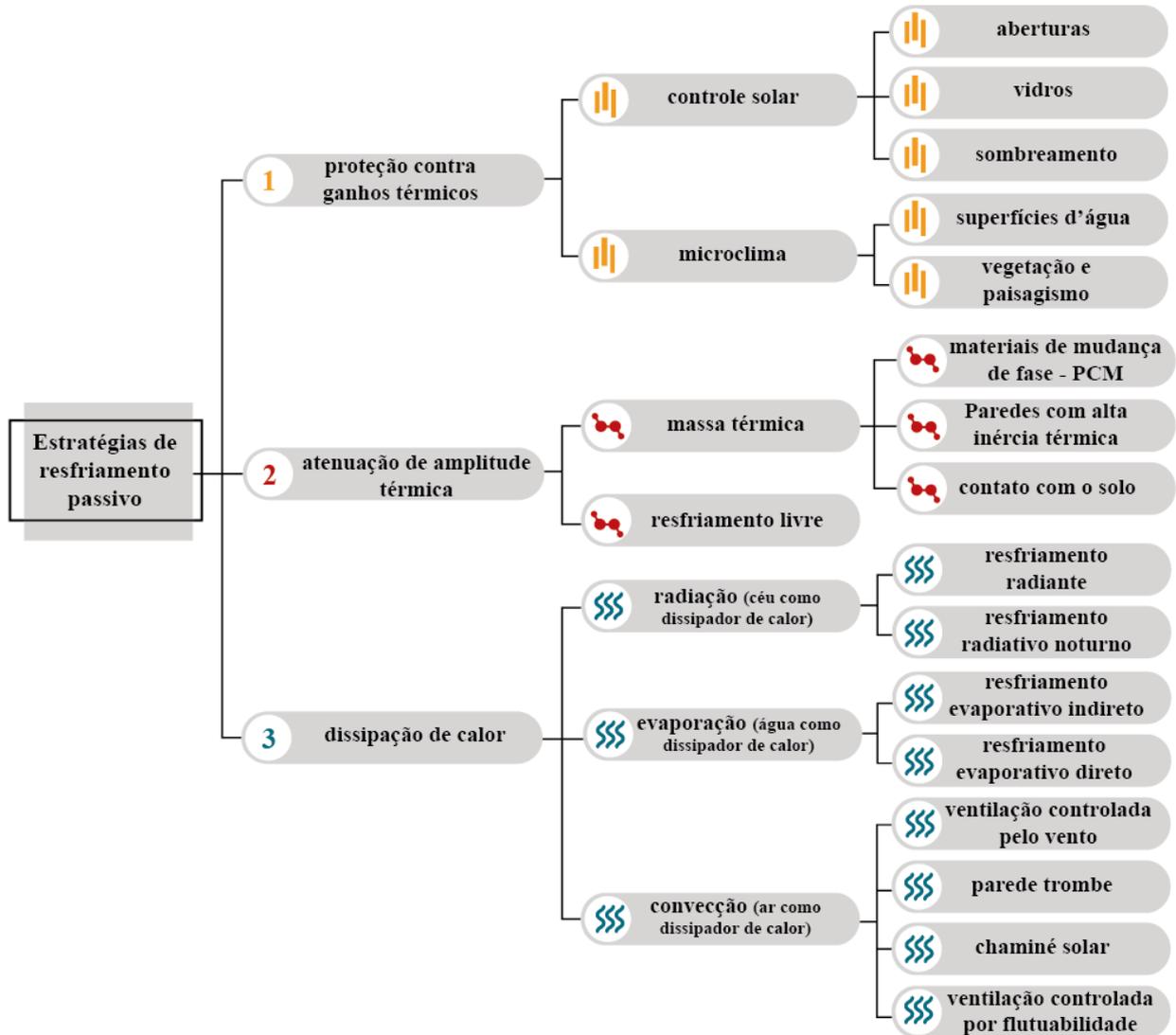
Dentre os elementos que interferem no conforto térmico humano, a temperatura do ar, radiação solar, movimento do ar e a umidade são os fatores responsáveis por determinar se o homem está ou não em uma condição confortável, que é onde grande parte de energia humana é liberada para destinar-se à produtividade (OLGYAY, 1963; FROTA; SCHIFFER, 1999; LAMBERTS; DUTRA; PEREIRA, 2014). Estes fatores agem sobre o ser humano através de uma inter-relação expressa por uma escala calorimétrica, que indica como o corpo humano é afetado pelos efeitos climáticos e como ele mantém sua estabilidade térmica (OLGYAY, 1963).

Para elaboração de condições favoráveis de conforto térmico em uma edificação, o arquiteto deve interpretar os dados climáticos do local onde pretende projetar, e assim expressá-los de forma útil na prática arquitetônica. Nesse cenário, surge a arquitetura bioclimática, que é definida pela relação harmônica entre a arquitetura e as condições climáticas locais de maneira a potencializar o uso dos recursos naturais (luz, vento, etc.) e proporcionar ao homem um ambiente confortável (OLGYAY, 1963; FLORENSA; ROURA, 1995; CORBELLA; CORNER, 2015).

Componentes essenciais da arquitetura bioclimática, como as técnicas de resfriamento passivo têm se evidenciado nos últimos anos, principalmente pelo elevado consumo energético dos edifícios, e também devido às mudanças climáticas e ao aumento da temperatura terrestre. Tais métodos são formados por processos multidisciplinares em diversas etapas, que utilizam dissipadores de resfriamento no ambiente interno como, materiais de construção, ar, água, ventilação noturna e outros. De modo a mitigar o aumento de temperatura na edificação, bem como no ganho direto de calor solar e fontes de calor, as estratégias de resfriamento passivo são eficazes, pois colaboram para manutenção de condições adequadas de conforto térmico dos usuários em edifícios, além de minimizar o consumo de energia (SANTAMOURIS; KOLOKOTSA, 2013).

Segundo Bhamare *et al.* (2019), as estratégias de resfriamento passivo podem ser agrupadas em três categorias, conforme Figura 1 e descrição a seguir.

Figura 1 - Classificação das técnicas de resfriamento passivo



Fonte: Adaptado de Bhamare *et al.*, 2019.

1. **Proteção contra ganhos térmicos:** nesta estratégia, a edificação é protegida contra os ganhos diretos de calor solar, e também é classificada por algumas literaturas como métodos baseados em microclima, englobando estratégias de resfriamento evaporativo como superfícies d'água, sombreamento das superfícies com vegetação ativa, paisagismo, entre outros;

2. **Atenuação de amplitude térmica:** nesta solução, o ganho de calor do edifício é fragmentado com o auxílio da capacidade de armazenamento térmico da estrutura da edificação, assim o calor armazenado é dissipado posteriormente. Essa estratégia depende do tipo de massa térmica do edifício e dos métodos empregados para armazenamento e descarregamento de calor;

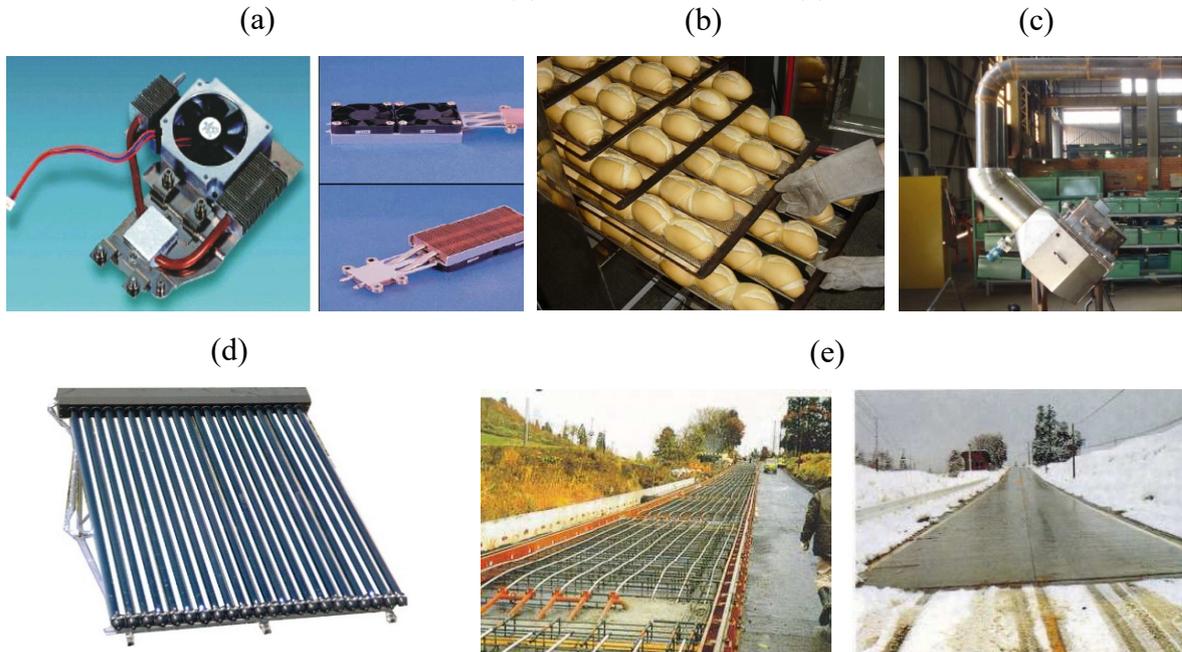
3. Dissipação de calor: é recomendada para climas onde a proteção contra ganhos térmicos e a modulação de calor não são tão eficazes. Nesta estratégia o excesso de calor edificado é dissipado através da convecção, evaporação e radiação, contudo, depende de duas condições: o emprego da técnica na estrutura da edificação e, a conexão térmica entre a construção e o dissipador. A dissipação de calor fornece efeitos de resfriamento imediato ou extração do resfriamento pela noite para liberá-lo durante o dia. Ressalta-se que, esse descarte nos ambientes é influenciado pela forma que se transfere o calor e pelo fluxo do fluido utilizado;

Dentre as técnicas de resfriamento passivo supracitadas, as estratégias de modulação são objetos de estudo desta pesquisa. As soluções de modulação de calor podem ser classificadas em sistemas de armazenamento de energia (*Thermal energy storage* – TES), dos quais a energia pode ser armazenada na forma de calor latente e sensível (BAŞÇETINÇELİK, *et al.*, 1999; ZEINELABDEIN *et al.*, 2018). O calor sensível (*Sensible Heat* - SHS) é utilizado há séculos para armazenar ou liberar energia térmica de forma passiva em edificações, entretanto, para emprego deste é necessário um volume bem maior de material para armazenar a mesma quantidade de energia em comparação com ao calor latente (*Latent Heat* - LHS) (KUZNIK; VIRGONE, 2009). Desse modo, o sistema de calor latente tem ganhado destaque entre os pesquisadores (ADILKHANOVA *et al.*, 2021; NURLYBEKOVA; MEMON; ADILKHANOVA, 2021).

Uma das principais aplicabilidades do calor latente são os materiais de mudança de fase (*Phase Change Materials* - PCMs), por não demandarem dificuldades em sua aplicação e menor custo em relação ao sistema de SHS (MOHAMED *et al.*, 2017). Os PCMs fornecem alta densidade de armazenamento de energia em temperaturas parcialmente contínuas liberando ou absorvendo energia por meio de oscilações de temperatura, assim diminuem as cargas para resfriamento e aquecimento em edificações (ZHU *et al.*, 2009).

Entre as tecnologias que se baseiam no calor latente, salienta-se também os tubos de calor e termossifões. Estes dispositivos são utilizados principalmente quando altas taxas de energia devem ser transferidas por meio de uma superfície, como em componentes eletrônicos (Figura 2 a). No caso em fornos de cocção e/ou secagem (Figura 2 b), estes dispositivos são empregados para estabilizar a distribuição de temperatura, além de serem incorporados em trocadores de calor (Figura 2 c), coletores solares (Figura 2 d), refrigeração de aeronaves, ar-condicionado, leitos de rodovias para evitar que a neve se acumule (Figura 2 e) dentre outros, nos quais os refrigerantes usados apresentam-se em vários estados e mudanças de fases (gás-gás, líquido-gás, líquido-líquido) (BELLANI, 2017).

Figura 2 - Integração de tubos de calor em (a) componentes eletrônicos, (b) fornos, (c) trocadores de calor, (d) coletores solares e (e) rodovias.



Fonte: Adaptado de Manteli, 2012.

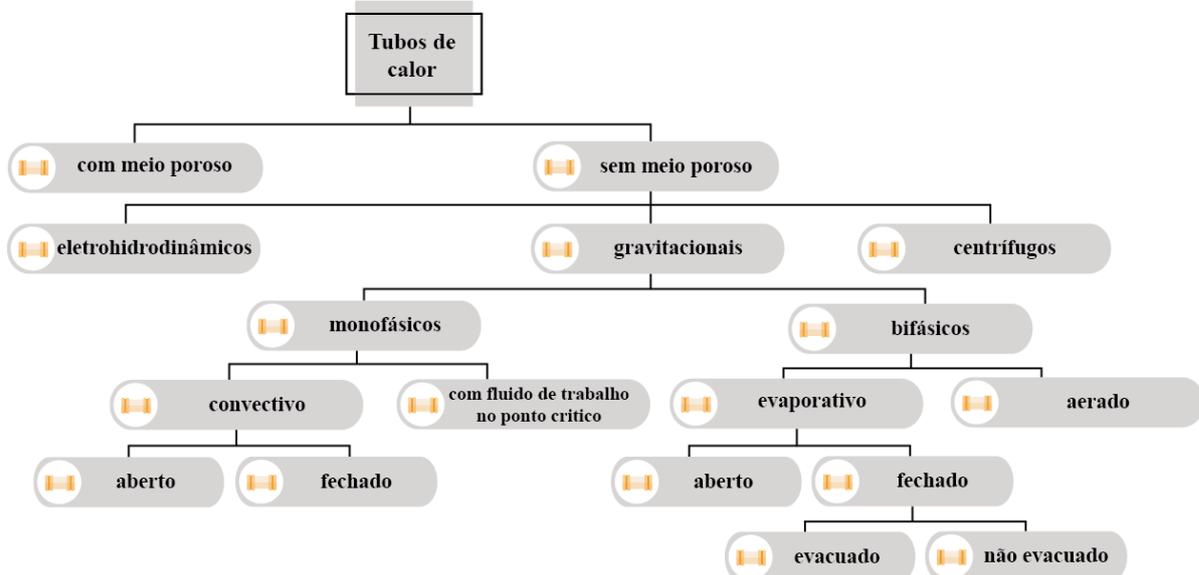
Nas edificações os tubos de calor e termossifões são empregados em sistemas de aquecimento solar, água e de ar. Dentre as tecnologias de coletores solares é possível encontrar três tipologias: coletores solares de placa plana (*Flat plate solar collectors* - FPSC), tubo evacuado (*Evacuated tube solar collectors* - ETSC ou ETC - *Evacuated tube collectors*) e tubo de calor (*Heat pipe solar collectors* - HPSCs). Além destes, destaca-se os trocadores e dissipadores com HPs, denominados na literatura como trocadores de calor com tubo de calor (*Heat pipe heat exchanger* - HPHX), trocadores de calor de termossifão (*Thermosiphon heat exchanger* - TSHX), dissipadores de calor para tubos de calor (*Heat pipe heat sink* - HPHSs) e dissipadores de calor com termossifão (*Thermosyphon heat sink* - TSHSs). Essas tecnologias são empregadas aos edifícios para climatização de ambientes, armazenamento de energia latente para geração de energia solar (SHABGARD *et al.*, 2015).

Outras terminologias também usuais destas tecnologias e que estão sendo bastante pesquisadas são os tubos de calor de microcanal (*Micro-Channel Heat Pipe* - MHP). Pesquisas recentes como as de Diao *et al.* (2019) e Yu *et al.* (2021), propuseram a incorporação em conjunto do MHP com o PCM a fim de melhorar a transferência de calor dos materiais de mudança de fase. Além destes, menciona-se os trabalhos que integram os tubos de calor às torres de ventos para potencializar a eficiência das mesmas.

### 2.1.1 Tubos de calor e termossifões

De acordo com Pioro e Pioro (1997), os tubos de calor são divididos em dois grandes grupos, os que apresentam meio poroso e aqueles que não apresentam. Dentre estes grupos, os termossifões são caracterizados como tubos de calor sem meio poroso, como ilustrado na Figura 3. Na literatura é possível encontrar várias nomenclaturas e tipos de tubos de calor, tais como: diodos térmicos; tubos de calor oscilantes; tubos de calor de circuito e circuitos bombeados capilares; micro tubos de calor; tubos de calor que usam força eletrocínética; tubos de calor rotativos; tubos de calor de sorção de diversos tipos; tubos de calor de fluido magnético; e tubos de calor bifásico, termossifão fechado ou sem mecha (GEDIK, 2016).

Figura 3 - Classificação de tubos de calor



Fonte: Adaptado de Pioro e Pioro, 1997.

Os tubos de calor de duas fases ou termossifões bifásicos (alvo desta pesquisa), são dispositivos que apresentam condutividade térmica efetiva elevada operando em um ciclo fechado de vaporização e condensação e necessitam de pequena área e diferença de temperatura. Essas características fazem do dispositivo um alto condutor que transfere grandes quantidades de calor em pequenas diferenças de temperatura (MANTELI, 2021).

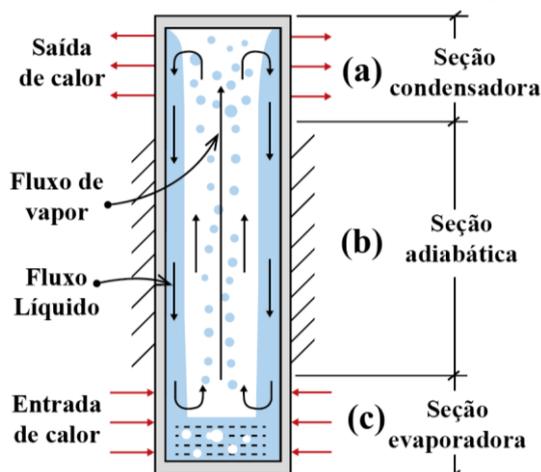
Portanto, é possível considerar o termossifão como um dispositivo que apresenta em sua superfície da parede externa uma temperatura homogênea, que equivale a uma condutividade térmica efetiva, ao longo de todo seu comprimento. Nesse contexto, esta tecnologia se comporta como um tubo com temperatura prescrita para determinada quantidade de °C. Tal definição e aplicação desta analogia é encontrada na literatura, onde foram simulados o comportamento de termossifões bifásicos em circuito a partir de uma temperatura prescrita

tanto em trabalhos numéricos quanto experimentais, como nas pesquisas de Sarmiento *et al.* (2018), Moreira *et al.* (2015), Cisterna (2014), Amanowicz (2020), dentre outros.

Além disso, segundo Alizadehdakhel *et al.* (2010, p. 312) “a simplicidade do design, alta taxa de transferência de calor, transferência de calor unilateral (diodo térmico), baixo custo, baixo peso, baixo custo de manutenção, etc.” tornam este equipamento mais promissor para incorporação em edificações. Estes dispositivos são constituídos de um tubo vazio vertical e evacuado, que apresenta em seu interior um fluido de trabalho (FILIPPESCHI, 2011; AHMED; JUBORI, 2020).

Esses sistemas são formados por três partes, a seção condensadora, adiabática e evaporadora (Figura 4), onde, o evaporador é instalado abaixo do condensador para possibilitar que o fluido condensado possa retornar à seção de vaporização por gravidade. Essas trocas de calor destes dispositivos são provocadas pela mudança de fase do líquido na seção evaporadora e condensadora. Nesse sentido, o fluido de trabalho é evaporado à medida que absorve uma dada quantidade de calor equivalente ao calor latente da vaporização (Figura 4 c), provocando um aumento da pressão de vapor no interior da cavidade do tubo. Essa diferença de pressão de vapor, presente na extremidade do evaporador e condensador, provoca um gradiente de pressão no núcleo de vapor que causa o transporte do vapor para cima até a condensadora. Neste processo, o vapor é convertido em líquido, desprezando seu calor latente de condensação, e elevando a temperatura da extremidade do condensador (Figura 4 a), dessa maneira, o líquido condensado retorna à seção de evaporação como uma película fina na parede do tubo através da gravidade (ELMOSBAHI *et al.*, 2012; AHMED; JUBORI, 2020; ZHONG; JI, 2021). Este processo ocorre de maneira cíclica e proporciona o funcionamento do dispositivo sem uso de força motriz, sendo assim considerado um sistema passivo.

Figura 4 - Termossifão fechado de duas fases assistido por gravidade simples



Fonte: Adaptado de Elmosbahi, *et al.*, 2012 e Zhong e Ji, 2021.

### 2.1.1.1 Resistência térmica dos termossifões bifásicos

Destaca-se que este processo de transferência de calor dos termossifões está diretamente relacionado às resistências térmicas do dispositivo que, segundo Incropera *et al.* (2012, p. 64), “da mesma forma que uma resistência elétrica está associada à condução de eletricidade, uma resistência térmica pode ser associada à condução de calor”. Partindo desta referência, a literatura se equivale do conceito da resistência térmica como uma técnica simples e quase precisa para solucionar o processo de transferência de calor de tais dispositivos. Desse modo, quanto menor for a resistência térmica global  $R$  (K/W) de um tubo de calor, menor será sua adversidade de transferir calor e, conseqüentemente, a diferença de temperatura entre a seção de evaporação e condensação ( $\Delta T$ ) tenderá a diminuir, quando empregado uma mesma potência térmica (BELLANI, 2017).

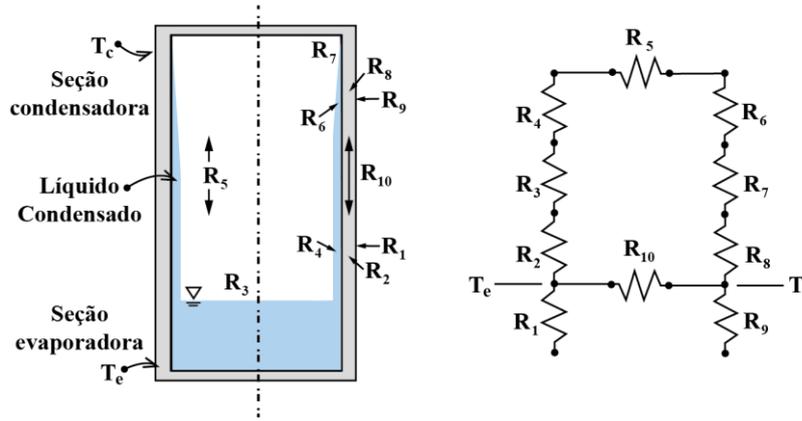
A resistência térmica global  $R$  (K/W) de um termossifão é determinada pela razão entre a diferença de temperatura do evaporador e do condensador e a potência térmica transferida, expressa na equação 1 (INCROPERA *et al.*, 2012).

$$R = \frac{\Delta T}{Q} = \frac{T_e - T_c}{Q} \quad (1)$$

Onde,  $\Delta T$  (K) é definido como a diferença de temperatura efetiva entre o evaporador e o condensador; e  $Q$  (W) representa a taxa de transferência de calor do dispositivo.

De acordo com Manteli (2012) a resistência global de um termossifão é composta por 10 resistências intermediárias, como ilustrado na Figura 5. No qual,  $R_1$  e  $R_9$  representam as resistências externas das seções evaporadora e condensadora, respectivamente;  $R_2$  e  $R_8$  são determinadas como as resistências à condução radial a partir da parede do evaporador e do condensador, respectivamente;  $R_3$  e  $R_7$  tratam sobre as resistências de evaporação e condensação;  $R_4$  e  $R_6$  correspondem às resistências na interface líquido/vapor conforme Brost (1996 apud SILVA, 2001), podendo ser desprezadas;  $R_5$  diz respeito à resistência relacionada à queda de temperatura de saturação entre o evaporador e o condensador, que está diretamente associada às quedas de pressão ao decorrer do tubo do calor, onde, essa resistência também pode ser descartada; e  $R_{10}$  se refere à resistência proporcionada pela condução de calor axial, entre o evaporador e o condensador, nas paredes do termossifão, e assim como as  $R_4$ ,  $R_6$  e  $R_5$  podem ser desprezadas quando a desigualdade expressa na equação 2 for respeitada (BROST 1996 apud MANTELLI, 2012).

Figura 5 - Circuito de resistências térmicas equivalente de um termosifão



Fonte: Adaptado de Mantelli, 2012, apud Silva, 2001.

$$\frac{R_{10}}{R_2 + R_3 + R_5 + R_7 + R_8} > 20 \tag{2}$$

Nesse cenário, com base nas considerações expressas anteriormente, pode-se simplificar o circuito térmico do dispositivo, segundo representação apresentada na Figura 6.

Figura 6 - Circuito de resistências térmicas simplificado



Fonte: Adaptado de Bellani, 2017.

Portanto, os cálculos das resistências térmicas  $R_1$ , e  $R_9$ ,  $R_2$  e  $R_8$ , apresentados no circuito simplificado, podem ser realizados através das equações 3, 4 e 5, sendo estas as equações mais utilizadas na literatura (MANTELLI, 2012).

$$R_1 = \frac{1}{h_{\infty e} A_e} \tag{3}$$

$$R_9 = \frac{1}{h_{\infty c} A_c} \tag{4}$$

Onde,  $h_{\infty e}$  e  $h_{\infty c}$  expressam os coeficientes de transferência de calor externo ao tubo na região do evaporador e condensador dados em  $W/m^2K$ , respectivamente; e  $A_e$  e  $A_c$  ( $m^2$ ) a área externa do evaporador e condensador respectivamente.

$$R_8 = R_2 = \ln \tag{5}$$

Onde,  $l$  é dado como comprimento do evaporador  $l_e$  ( $R_2$  ou o comprimento do condensador  $l_c$  ( $R_8$  em m;  $d_o$  e  $d_i$  (m) são os diâmetros externo e interno do tubo no evaporador ( $R_2$  ou no condensador  $R_8$ ; e  $k$  representa a condutividade térmica do material do tubo ( $W/mK$ ).

Tem-se, por fim, a definição das resistências  $R_3$  e  $R_7$ , que como supracitado, correspondem às resistências de evaporação e condensação do termossifão, respectivamente. Estas, são determinadas por meio de diversas correlações encontradas na literatura (BELLANI, 2017). A resistência de evaporação ( $R_3$ ) do fluido de trabalho no interior do tubo, pode ser identificada através de coeficientes de troca de calor, calculados por meio de correlações da evaporação em filme e ebulição em piscina (MANTELLI, 2012). Quando a evaporação acontece, em uma interface líquido-vapor, denomina-se de ebulição. Este fenômeno é caracterizado pela formação de bolhas de vapor que aumentam, e na sequência se soltam da superfície. No caso da ebulição em piscina, o líquido encontra-se quiescente, onde, seu movimento está próximo à superfície, ocorrendo graças à convecção natural e à mistura induzida pelo crescimento e o desprendimento das bolhas (INCROPERA, *et al.*, 2012).

No caso do termossifão, quando o evaporador está relativamente preenchido pelo fluido, e o restante está localizado na parede vertical coberta pelo condensado que retorna ao evaporador, o fenômeno é considerado como a associação de duas resistências em série: a resistência de evaporação do filme de condensado e a resistência de evaporação da piscina de líquido (MANTELLI, 2012). Sendo assim, Groll e Rosler (1992) propuseram uma formulação simples que calcula a resistência de evaporação ( $R_3$ ) relacionando o processo anteriormente descrito. Os autores dividem as correlações em duas parcelas, a primeira diz respeito à resistência térmica de evaporação da película de líquido ( $R_{3f}$ ), equações 6 e 7, e a segunda é relativa à resistência térmica de ebulição em piscina ( $R_{3p}$ , equações 8 e 9).

$$R_{3f} = \frac{0,235q^{1/3}}{d_i^3 g^{1/3} l_e \phi_2^{3/4}} \quad (6)$$

Onde,  $g$  é a aceleração da gravidade em  $m/s^2$ ;  $q$  (W) representa a potência térmica aplicada no sistema;  $l_e$  comprimento do evaporador em m; e  $\phi$  é definido como o ângulo entre placas, sendo este obtido pela equação 7.

$$\phi_2 = \left( \frac{h_l k_l^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (7)$$

Onde,  $h_l$  é dado como o calor latente de vaporização em J/kg;  $k_l$  (W/mK) é a condutividade térmica do líquido;  $\rho_l$  representa a densidade do líquido em  $kg/m^3$ ; e  $\mu_l$  ((N.s)/ $m^2$ ) a viscosidade do líquido.

$$R_{3p} = \frac{1}{g^{0,2} \phi_3 q_e^{0,4} (\pi d_i l_e)^{0,6}} \quad (8)$$

Onde,  $q_e$  (W) é a potência térmica aplicada no evaporador; e  $\phi$  é determinado pela equação 8.

$$\phi_3 = \frac{\rho_l^{0,65} k_l^{0,3} C_{pl}^{0,7}}{\rho_v^{0,25} h_{lv}^{0,4} \mu_l^{0,1}} \left( \frac{p_v}{p_{atm}} \right)^{0,23} \quad (9)$$

Onde,  $p_{atm}$  representa pressão atmosférica em Pa; e  $C_{pl}$  o calor específico do fluido na fase líquida, em kJ/(kg °C).

Portanto, para obtenção da resistência geral propiciada pela evaporação do fluido de trabalho, recomenda-se  $R_3 = R_{3p}$  se  $R_{3p} < R_{3f}$ . Caso a solução não seja satisfeita, indica-se aplicar a equação 10.

$$R_3 = R_{3p}F + R_{3f}(1 - F) \quad (10)$$

Onde,  $F$  é a razão de enchimento dado pela relação entre o volume de líquido ( $V_l$ ) pelo volume do evaporador ( $V_e$ ):  $F = V_l/V_e$ .

Já no que se concerne à resistência de condensação ( $R_7$ , a equação 11 de Groll e Rosler (1987) é uma das mais utilizadas, principalmente por empregar uma metodologia mais direta para sua determinação, tal equação foi realizada, baseando-se na teoria clássica da condensação elaborada por Nusselt (1916 apud MANTELLI, 2012).

$$R_7 = \frac{0,235q^{1/3}}{d_i^{\frac{4}{3}} g^{\frac{1}{3}} l_c \phi_2^{\frac{4}{3}}} \quad (11)$$

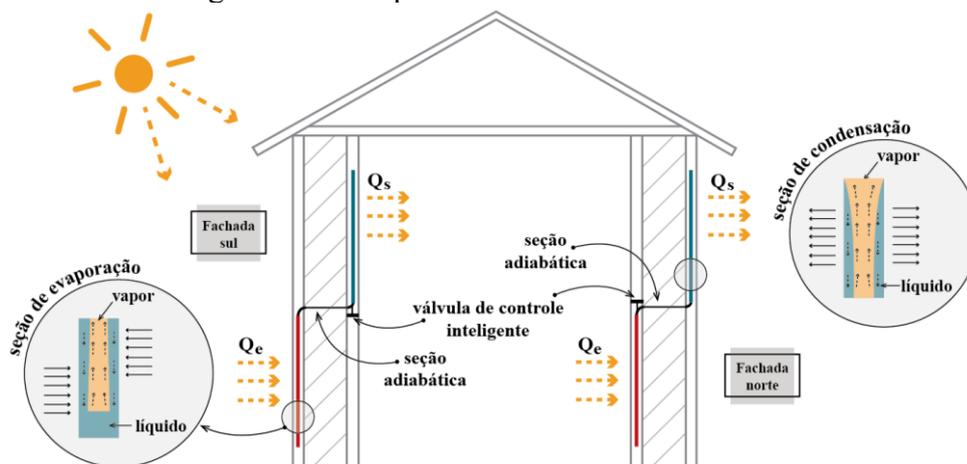
Observa-se que esta expressão é basicamente idêntica à utilizada no cálculo de evaporação em filme para  $R_3$ , onde  $\phi_2$  é obtido pela equação 7. De acordo com Mantelli (2012), vale destacar também, que os valores obtidos através da aplicação das correlações para resistências internas e externas do evaporador e condensador do termosifão podem ser bastante diferentes entre si. Entretanto, quando se compara os coeficientes de transferência de calor externo, que na maioria das vezes são algumas ordens de grandeza superiores, essas diferenças perdem importância. Dessa maneira, em determinados casos, mesmo não se tendo valores teóricos exatos dos coeficientes internos de transferência de calor, é esperado maior precisão global nos resultados de projetos que empregam o termosifão como trocadores de calor.

## 2.2 Tubos de calor e termossifões implantados na envoltória de edificações

Incorporados à envoltória da edificação, tubos de calor e termossifões apresentam três principais variações e denominações que se destacam: (1) tubos de calor combinados implantados na parede (*Wall Implanted With Heat Pipes - WIHP*); (2) termossifão de parede (*Wall Thermosyphon - WT*); e (3) parede de trombe implantada com tubos de calor (*Trombe uou - TIHP*); nos quais serão caracterizados neste capítulo.

O WIHP é uma tecnologia passiva, formada por material de mudança de fase, conservação e liberação de calor. Por apresentar transferência de calor unidirecional, os tubos de calor por gravidade evitam grandes perdas de calor da parede no inverno, já no verão o calor absorvido eleva a temperatura interna quando o sistema projetado é apenas para aquecimento do ambiente, gerando superaquecimento. Este fenômeno ocorre pela diferença de temperatura entre as superfícies internas e externas do WIHP, que no inverno transfere o calor do exterior para o interior quando a temperatura da superfície interna é mais baixa que a externa, e no verão quando a temperatura da superfície interna é mais alta que a externa (ZHANG *et al.* 2014). A Figura 7 ilustra o princípio de funcionamento do WIHP apresentado por Zhang *et al.* (2014), e utilizado por Sun *et al.* (2015), Tan e Zhang (2016) e Liu *et al.* (2019), para avaliar o desempenho térmico do sistema e o consumo energético em edificações implantadas com tubos de calor em paredes típicas da China (hemisfério norte).

Figura 7 - Princípio de funcionamento da WIHP



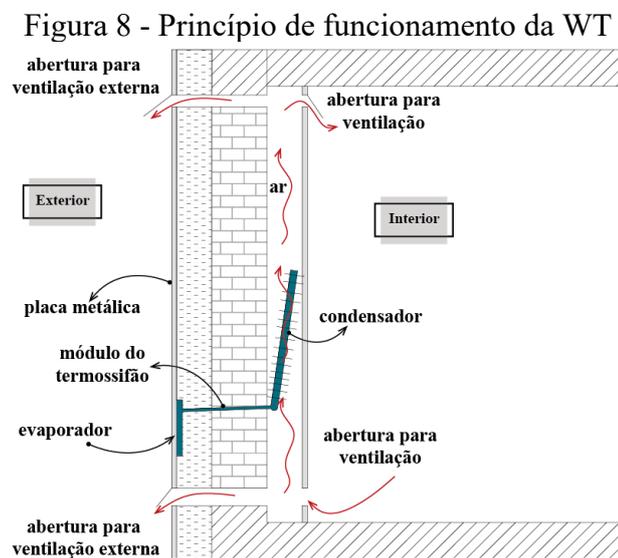
Fonte: Adaptado de Zhang *et al.*, 2014.

O funcionamento do WIHP acontece por intermédio de uma válvula de controle inteligente instalada na seção adiabática do sistema dos tubos de calor, que controla a indução de calor no ambiente térmico interno. No inverno, a válvula de controle na parede sul (hemisfério norte) é aberta, possibilitando a transferência de calor do exterior para o interior

quando a diferença de temperatura da superfície externa é maior que a interna. Assim, a seção da evaporadora na superfície externa absorve a energia solar para vaporizar, e na sequência liberá-la no interior da edificação através da seção condensadora. Já para verão, o sistema proposto está locado na fachada norte por receber menos radiação solar, dessa forma, a válvula norte é aberta e a válvula na parede sul é fechada.

Com o objetivo de retirar calor no interior da edificação, a seção evaporadora é locada em contato com a superfície interna e a seção condensadora com a superfície externa. Com isso, o princípio de trabalho do conjunto acontece de maneira semelhante ao proposto para o inverno, quando a temperatura da superfície interna é mais alta que a externa (principalmente à noite), a seção de evaporação absorve calor para vaporizar e, em seguida, o vapor na seção de condensação é condensado para dispersar calor para o exterior do ambiente (ZHANG *et al.*, 2014; TAN e ZHANG, 2016; LIU *et al.*, 2019).

Dentre as variações de modelos semelhantes ao apresentado, tem-se como o trabalho elaborado por Fantozzi *et al.* (2017), que buscou melhorar o desempenho do dispositivo desenvolvido por Sun *et al.* (2015) e avaliar as demandas de aquecimento para o inverno de uma edificação popular pré-fabricada em Pisa na Itália (hemisfério norte). O dispositivo integrado à envoltória analisado pelos autores consiste em termossifão de parede, Figura 8.



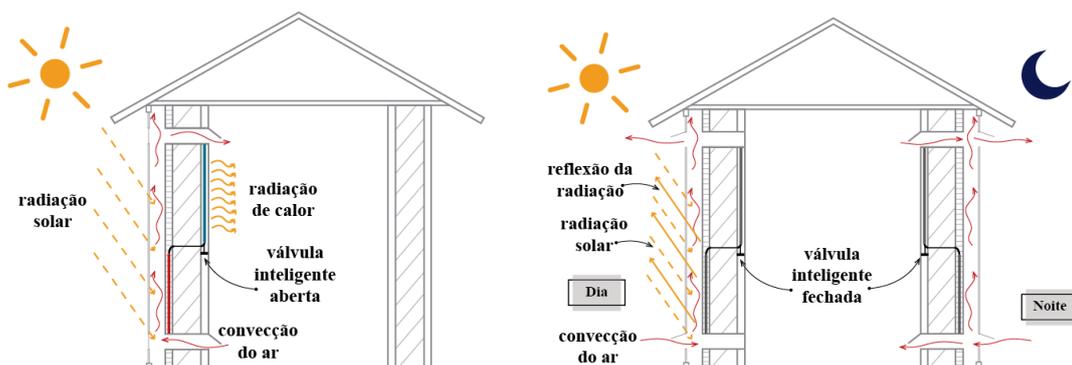
O sistema WT é formado por uma evaporadora, um condensador e suas seções adiabáticas. O evaporador é soldado na chapa metálica externa à parede, enquanto a condensadora está localizada no espaço oco projetado para troca de ar entre o ambiente interno e externo da habitação. A evaporadora em contato com a chapa metálica transfere o calor proveniente da irradiação solar para a condensadora, que por sua vez libera-o no interior da

sala. A cavidade presente na parede é conectada tanto no interior quanto no exterior, propiciando trocas de ar. Neste caso, quando a temperatura interna supera a temperatura externa, o excesso de calor poderá ser rejeitado pela cavidade oca contida na fachada interna, assim as aberturas externas são abertas e as internas fechadas, já quando a temperatura interna está mais baixa as aberturas de ventilação internas são abertas e as externas são fechadas (FANTOZZI *et al.*, 2016).

Por fim, pode-se encontrar na literatura a TIHP (Figura 9), desenvolvida por Zhang e Li (2019), que mesclam os princípios de funcionamento da WIHP e WT, que também foi elaborado para avaliar a viabilidade de aplicação do sistema em edificações na China (hemisfério norte). Na TIHP é instalado uma parede cortina de vidro de alta absorção de calor, bem como aberturas superiores e inferiores na parede convencional e de vidro. No inverno, as aberturas inferiores e superiores da parede cortina ficam fechadas e as da parede convencional são abertas, provocando um aquecimento do ar entre as duas paredes, e assim o ar menos denso sobe. Através da convecção do ar aquecido e o ar interno ocorre-se a transferência de calor impulsionado pela diferença de pressão, ver Figura 9 a.

Tal como a WIHP, uma parte do calor absorvido pela evaporadora é liberado pela condensadora na sala. Em dias de verão a válvula inteligente é fechada, assim os tubos não podem transferir calor. Além disso, para o verão foram instaladas venezianas refletoras na face externa da parede convencional para refletir o calor da radiação solar para o ambiente externo. Durante o dia, as aberturas da parede cortina são abertas, fornecendo convecção do ar quente entre a camada intermediária de ar e o ar externo, já no período noturno, quando a temperatura externa é baixa, as aberturas da parede também são abertas para aumentar a convecção natural do ar interno e externo, diminuindo a carga de resfriamento do ambiente, como exemplificado na Figura 9 b (ZHANG; LI, 2019).

Figura 9 - Princípio de funcionamento da TIHP no (a) inverno e (b) verão



Fonte: Adaptado de Zhang e Li, 2019.

Diante do apresentado, o Quadro 1 reúne o resumo dos trabalhos que analisaram o desempenho termoenergético de edificações ou ambientes com paredes implantadas de termossifões ou tubos de calor utilizando-se dos princípios de funcionamento supracitados. No quadro é possível observar o objetivo principal de cada estudo, método de análise, local e clima de pesquisa, materiais empregados na envoltória e observações gerais obtidas.

Por meio dos estudos ilustrados no Quadro 1, nota-se que grande parte das pesquisas analisaram a aplicabilidade da WIHP para melhorar o desempenho termoenergético de edificações, dos quais, quatro delas foram para climas da China, e uma para zona de verão quente e inverno frio na China e Europa Ocidental. Apenas a pesquisa realizada por Fantozzi *et al.* (2017), investigou o uso do WT para economia de energia em edificações, sendo que nenhuma das análises apurou a utilidade do TIHP para esta finalidade, tal fenômeno pode-se justificar pela recente proposta deste sistema elaborado por Zhang e Li (2019). As investigações realizadas por Sun *et al.* (2015) e Tan e Zhang (2016), empregam o método proposto e também utilizado por Zhang *et al.* (2014) para análise de eficiência energética. Enquanto Liu *et al.* (2019), estudam o desempenho de outros formatos de dispositivos de tubos de calor (formas H e Z), entretanto, se valem do princípio de funcionamento do WIHP.

Observou-se também que Zhang *et al.* (2014), Sun *et al.* (2015) e Liu *et al.* (2019), utilizaram dados de radiação solar (obtidos por meio de simulações numéricas) das cidades investigadas para análise de economia de energia com aplicação do WIHP. Já Tan e Zhang (2016) e Fantozzi *et al.* (2017), fizeram uso de *softwares* de simulações computacionais como TRNSYS e *EnergyPlus*, respectivamente. Vale ressaltar que apenas Zhang, Xie e Cao (2019) exploram o potencial do WIHP na análise de desempenho termoenergético para resfriamento de ambientes internos, propondo também o modelo de transferência de calor dinâmico no estudo. Porém, em nenhuma das pesquisas foram identificados resultados significativos em avaliações na estação de verão com a aplicação destas estratégias. Essa conclusão justifica-se porque inicialmente esses sistemas foram propostos para fornecer aquecimento passivo em regiões com invernos rigorosos.

Dessa forma, destaca-se que ainda é incipiente pesquisas que relacionam a aplicação de termossifão e tubos de calor em envoltórias para resfriamento passivo em edificações, presentes na literatura. Salienta-se que dentre os sistemas apresentados, o WIHP é o que mais se assemelha com a proposta desta pesquisa, uma vez que este integra o sistema e a envoltória sem incorporar outras soluções passivas para potencializar o desempenho do dispositivo.

Quadro 1 - Resumo dos estudos que verificaram o desempenho termoenergético de edificações com WIHP, WT ou TIHP.

Autores	Ano	Visão Geral	Método de análise	Local/Clima	Envoltória	Observações Principais e Conclusão
Zhang <i>et al.</i>	2014	Investiga as características de transferência de calor da WIHP e a viabilidade de economia de energia do sistema para aquecimento em uma cidade chinesa.	Utiliza dados de radiação solar da cidade para análise teórica de economia de energia. Validação experimental da WIHP.	Jinan, China / Clima subtropical úmido - Cwa	Parede típica chinesa <sup>3</sup>	Constatou-se que o dispositivo é uma excelente estratégia de economia de energia. Visto que em um ano típico, a incorporação do WIHP na parede sul reduziria a carga de aquecimento do ambiente em 14,47%.
Sun <i>et al.</i>	2015	Estuda a aplicabilidade do WIHP na estação de inverno em várias fachadas, verificando-se os desempenhos de transferência de calor e as horas de trabalho do WIHP em todas as áreas de aquecimento e zonas sem aquecimento na China.	Utiliza dados de radiação solar da cidade para análise teórica de economia de energia. Validação experimental da WIHP.	157 distritos para aquecimento e 22 sem / Todos os climas do país <sup>4</sup>	Parede típica chinesa <sup>3</sup>	A estratégia mostrou-se mais eficiente na parede sul, com mais horas de trabalho e alta capacidade de transferência de calor. Dessa maneira, indica-se a aplicação do sistema para eficiência energética de edificações, bem como na melhoria do ambiente térmico, principalmente na região norte da China.
Tan e Zhang	2016	Avalia a aplicação do WIHP durante a estação de aquecimento em uma edificação residencial de dois andares em várias zonas de uma cidade chinesa.	Simulação computacional por meio do <i>software</i> TRNSYS para investigação da economia e energia. Validação experimental da WIHP.	Tianjin, China / Clima continental úmido quente - Dfa.	Parede típica chinesa <sup>3</sup>	A utilização da WIHP na edificação favorece a economia de energia principalmente na estação de aquecimento (inverno), mesmo em bairros que necessitam de menos horas de trabalho do dispositivo.
Fantozzi <i>et al.</i>	2017	Analisa o impactado da aplicação do WT para economia de energia de habitações sociais de Pisa na Itália.	Simulação computacional através do <i>software EnergyPlus</i> para análise da economia e energia.	Pisa, Itália / Clima mediterrânico - Csa	Parede pré-fabricada <sup>5</sup>	Verificou-se com os resultados que a taxas de economia de energia no inverno foram superiores a 50%, e a demanda de aquecimento inferior a 20 kWh /m <sup>2</sup> .
Liu <i>et al.</i>	2019	Otimiza a estrutura de tubos de calor proposta por Zhang <i>et al.</i> (2014), e estuda a transferência de calor do WIHP instalado na parede sul a fim de reduzir o consumo de energia de edificações.	Utiliza dados de radiação solar da cidade para análise teórica de economia de energia. Validação experimental da H e Z-WIHP e análise numérica do sistema.	Zona HSCW - verão quente e inverno frio na China e Europa Ocidental	Parede típica chinesa <sup>3</sup>	A taxa de economia de energia do H – WIHP na zona HSCW da China mostrou eficiência entre 15 a 25%. Já para as cidades de Londres, Paris, Lyon, Roma e Madrid os resultados chegaram a 10%.
Zhang, Ding e Guo	2019	Propõe um modelo dinâmico de transferência de calor para WIHP para a estação de inverno. Por fim, avalia-se a influência do modelo proposto na economia de energia, e no processo de transferência de calor do sistema.	Utiliza dados de radiação solar para realização do estudo teórico de economia de energia. Validação experimental da WIHP.	Tianjin, China / Clima continental úmido quente - Dfa.	Parede típica chinesa <sup>3</sup>	Observou-se que a taxa de economia de energia chegou aos 21,61% para estação avaliada (inverno). Foi verificado também que o WIHP pode reduzir significativamente a perda de calor de uma edificação e melhorar a temperatura da superfície interna da parede.

3 Parede de concreto com 200 a 250 mm de espessura, placas de isolamento térmico na face externa e 20 mm de argamassa e cimento nas superfícies externas e internas da edificação.

4 Clima subtropical úmido - Cfa e Cwa; Clima continental úmido quente - Dfa, Dwb e Dfb; Climas semi-áridos frios - BSk; Clima subártico - Dwc; Clima oceânico subtropical das terras altas - Cwb; Clima continental úmido - Dwa; Climas desérticos frios - BWk; e Clima de tundra - ET.

5 Chapas metálicas na face externa da parede, camada de parede pré-fabricada com isolante térmico, porção oca para circulação de ar, e por fim outra placa metálica na parte interna da edificação.

### 2.2.1 Os Avanços dos Modelos numéricos

Como retratado no item anterior, em ambos sistemas descritos é possível observar a complexidade das trocas térmicas entre os dispositivos, o ambiente e a envoltória. Nesse sentido, a literatura indica trabalhos de modelos numéricos de transferência de calor envolvendo tais sistemas, com destaque para as WIHP. Já no que diz respeito a WT, não foi identificado nenhuma pesquisa que relacione este assunto, e para a TIHP, apenas um trabalho foi desenvolvido.

Destaca-se então, que a transferência de calor é essencial para o funcionamento dos tubos de calor implantados em edificações, visto que é nesse processamento que a energia pode ser transferida do interior para o exterior do ambiente, ou vice-versa. Na literatura é apontado que o processamento no WIHP é complexo e engloba várias trocas de calor, dentre elas: “troca de calor entre o ambiente externo e a superfície externa do WIHP, a transferência de calor dos tubos de calor, o armazenamento de calor da parede e o processo de troca de calor entre a superfície interna e ambiente interno” (TAN; ZHANG, 2016, p. 635).

A modelagem de transferência de calor do WIHP pode ser dividida em dois métodos principais, o modelo estável e o modelo dinâmico. Zhang *et al.* (2014) propõe o primeiro modelo (estável/constante/estacionário), onde a investigação teórica é realizada segundo os seguintes princípios: (1) o processo de transferência de calor da vedação e dos tubos é estável; (2) o número de *Reynolds* do vapor nos tubos de calor é menor que a velocidade local do som; (3) a modificação de temperatura ocasionada pela mudança da viscosidade do meio de trabalho é desprezada; (4) a troca de calor da seção de condensação e a superfície externa também são ignoradas, por levar em consideração a camada de isolamento térmico da placa de poliestireno contida na parede. Vale salientar que a modelagem proposta considera as camadas de vedação de uma parede típica chinesa (parede de concreto com 200 a 250 mm de espessura, placas de isolamento térmico na face externa e 20 mm de argamassa e cimento nas superfícies externas e internas da edificação).

O processo de transferência de calor estável/constante é proposto simplificando algumas características do sistema WIHP: desprezar o atraso do aumento da temperatura da superfície externa do WIHP; a interferência da transferência de calor na temperatura da superfície externa do WIHP; a influência da transferência de calor do tubo no processo de transferência de calor da vedação; e, a ação do armazenamento de calor da parede na transferência de calor do tubo (TAN; ZHANG, 2016

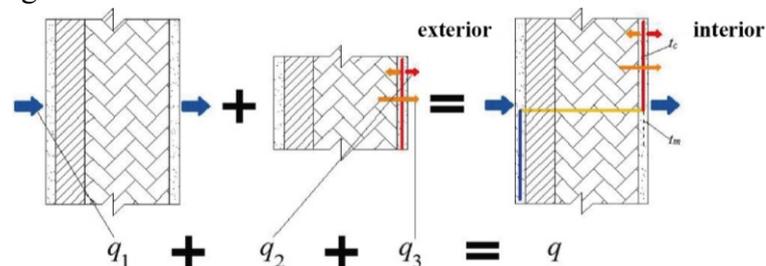
Todavia, Zhang, Ding e Guo (2019) ressaltam que o processo de transferência de calor do WIHP sugerido por Zhang *et al.* (2014) e Tan e Zhang (2016) é constante, e o verdadeiro

processamento do sistema é dinâmico. Este compreende três processos primordiais, a absorção, liberação e condução do calor na envoltória da edificação, que por sua vez, estão interligados à transferência de calor por condução, convecção e radiação. Além disso, evidenciam que estas propriedades termofísicas são provenientes de variáveis meteorológicas - como: temperatura do ar, intensidade da radiação solar e velocidade do ar - que se alteram corriqueiramente graças as mudanças estacionais e diárias (LIU; ZHANG, 2019; ZHANG, XIE; CAO, 2019).

Dessa maneira, baseando-se nas pesquisas de modelagem numérica de transferência de calor estável do WIHP, Zhang, Ding e Guo (2019) propuseram o modelo de transferência de calor dinâmico para o inverno, que também foi estudado por Liu e Zhang (2019). Onde, a radiação solar captada pela superfície externa da vedação direcionada para o sul é transferida para o interior por meio da parede e do tubo de calor, respectivamente. Enquanto Li e Zhang (2018) e Zhang, Xie e Cao (2019) sugeriram a transferência de calor dinâmico para o verão do WIHP, avaliando a parede norte com WIHP. De acordo com Liu e Zhang (2019, p. 1690), “o modelo de transferência de calor dinâmico do WIHP pode ser considerado como uma superposição da parede comum e a seção de condensação do tubo de calor”.

Nesta modelagem proposta, quando o meio de trabalho começa a vaporizar, - estimulado pelo aumento da temperatura da superfície externa da envoltória - o tubo de calor inicia seu funcionamento, com isso, o calor absorvido pela seção evaporadora é liberado pela seção condensadora no ambiente interno. Nesse cenário, uma parte do calor é transferida para superfície interna (transferência de calor transiente -  $q_2$ ), e a outra é absorvida pela parede (armazenamento térmico -  $q_3$ ), como exemplificado na Figura 10. Já quando a temperatura da superfície externa cai em relação a temperatura da evaporadora, o tubo para de atuar, assim, o calor armazenado começa a ser dissipado regularmente para a superfície interna, e o  $q_2$  é interrompido (LIU; ZHANG, 2019).

Figura 10 - Modelo de transferência de calor dinâmico WIHP



Fonte: Liu e Zhang, 2019.

Onde,  $q_1$  é o fluxo de calor de hora em hora na parede convencional chinesa;  $q_2$  é a transferência de calor transiente; e  $q_3$  é o armazenamento térmico.

Sabendo-se do exposto, o processo dinâmico tem como objetivo principal a investigação da transferência de calor da superfície interna da parede, onde, admitiu-se o fluxo de calor horário ( $Q$ ) do WIHP como a sobreposição de  $q_1$ ,  $q_2$  e  $q_3$  (ZHANG, DING; GUO, 2019). Nessa modelagem os autores propuseram algumas simplificações do sistema: (1) a transferência de calor entre a evaporadora e a superfície interna é negligenciada, pois a camada de isolamento do gesso elimina a influência da seção evaporadora na superfície interna; (2) é desprezada a troca de calor entre a seção adiabática e a camada de isolamento da vedação; (3) por apresentar uma espessura muito pequena de isolamento térmico na camada de gesso, o armazenamento térmico é ignorado, conseqüentemente a transferência de calor entre a condensadora e a superfície interna da parede pode ser considerada estável (ZHANG, DING; GUO, 2019; LIU; ZHANG, 2019). Reforça-se que o modelo proposto, considera o mesmo tipo de envoltória utilizada por Zhang *et al.* (2014) e Tan e Zhang (2016) no modelo estável.

Tanto quanto a modelagem numérica do WIHP, o processo de transferência de calor do TIHP é complexo, pois envolve grandes trocas de calor entre as camadas que compõem o sistema, dentre elas destacam-se: a transferência de calor entre o ambiente externo e a camada de cortina de vidro; a troca de calor da camada intermediária de ar; o processo de transferência de calor entre o ambiente interno e superfície interna; e a troca de calor dos tubos de calor (ZHANG e LI, 2019).

Zhang e Li (2019) aplicam algumas suposições à TIHP para compreendê-la: (1) por apresentar uma taxa de transferência de calor da vedação menor que a dos tubos e as trocas de calor de ventilação, optou-se pelo estudo do modelo estável, dessa forma, o processo de troca de calor será pelo seu acúmulo e o armazenamento térmico da vedação; (2) a distribuição de temperatura da camada de vidro e da superfície de absorção são consideradas uniformes; (3) a interferência das trocas de calor dos tubos na transferência de calor da parede é negligenciada; e (4) por possuir uma camada de isolamento externo, a influência do armazenamento de calor da vedação na transferência de calor dos tubos é desprezada, pois a radiação recebida não pode atravessar da parede, assim, o calor emitido pela condensadora torna-se a principal fonte de transferência de calor do sistema.

Conforme o apresentado, percebe-se um avanço de pesquisas sobre modelos numéricos caracterizando o WIHP, tanto no que diz respeito a modelos estáveis, quanto dinâmicos. Já para as TIHP apenas o modelo estável pode ser encontrado na literatura, contudo observa-se uma preocupação dos autores em relacionar todos os meios térmicos que envolvem o sistema.

### 2.3 Princípios da pesquisa experimental com tubos de calor e termossifões em envoltórias

Além das pesquisas descritas nos Itens anteriores, é possível ainda encontrar na Literatura outras obras que integram estes ou até soluções semelhantes empregando-se tubos de calor e termossifões em edificações para condicionamento térmico passivo, sejam eles para resfriamento ou aquecimento. Nesse contexto, com o intuito de estudar tal incorporação destes dispositivos, foram selecionados 5 trabalhos presentes na Literatura: Bellani, *et al.* (2019), Liu e Zhang (2019), Zhu *et al.* (2019), Wei *et al.* (2019) e Zhang, Wu e Yao (2021).

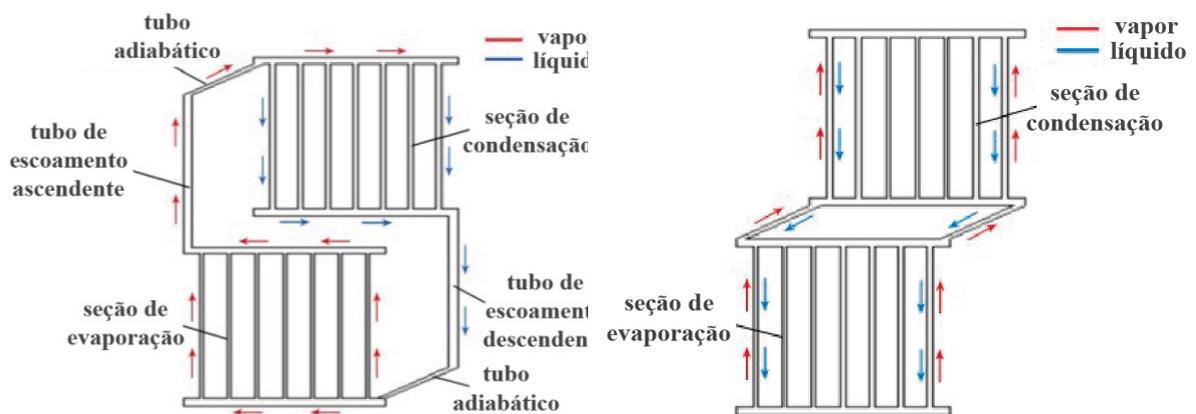
Tais estudos tratam de trabalhos experimentais de campo e laboratório, que permitem a análise do desempenho dos tubos de calor e termossifões, assim como do ambiente térmico. Desse modo, nessa secção serão apresentadas pesquisas que abordam procedimentos experimentais para investigação do ambiente térmico, bem como a performance dos tubos de calor e termossifões implantados nas envoltentes de edifícios. Caracterizando então, as principais variáveis, os períodos de medições, assim como o tipo de instrumentação utilizada para a produção e processamento das bancadas experimentais.

#### 2.3.1 Variáveis e parâmetros

Bellani *et al.* (2019), através das diferenças entre os valores de resistência térmica e o método de purga, investigou o desempenho de um termossifão de parede (WT) para aquecimento passivo de edifícios. O sistema projetado, funciona como um diodo térmico, onde, o fluxo de calor atua em apenas uma direção. As análises foram feitas em quatro configurações, com variação de três parâmetros: (1) método de evacuação; (2) entrada de energia; e (3) rugosidade do evaporador da parede interna. O líquido químico definido para os testes foi o R141b, com taxa de 80% de enchimento respeitando o volume da evaporadora, dessa maneira, evita-se que as bolhas geradas arrastem o fluido para a zona de vapor, diminuindo o desempenho do dispositivo.

No estudo realizado por Liu e Zhang (2019), a geometria dos tubos de calor no processo de transferência de calor dinâmico foi a principal variável de análise. Os autores propuseram um novo formato em H do dispositivo de parede (Figura 11a), a fim de observar o aumento e distribuição da temperatura no sistema em condições reais. O estudo proporcionaria diretrizes viáveis para a otimização, simplificação e aplicação do sistema em escalas mais verossímeis. Este método também é utilizado por Liu *et al.* (2019), que compararam o desempenho de dois formatos do dispositivo para verificação da aplicabilidade do WIHP em edificações para economia de energia, sendo eles: o tubo de calor separado tipo H, elaborado por Liu e Zhang (2019); e o termossifão de duas fases tipo Z (Figura 11b).

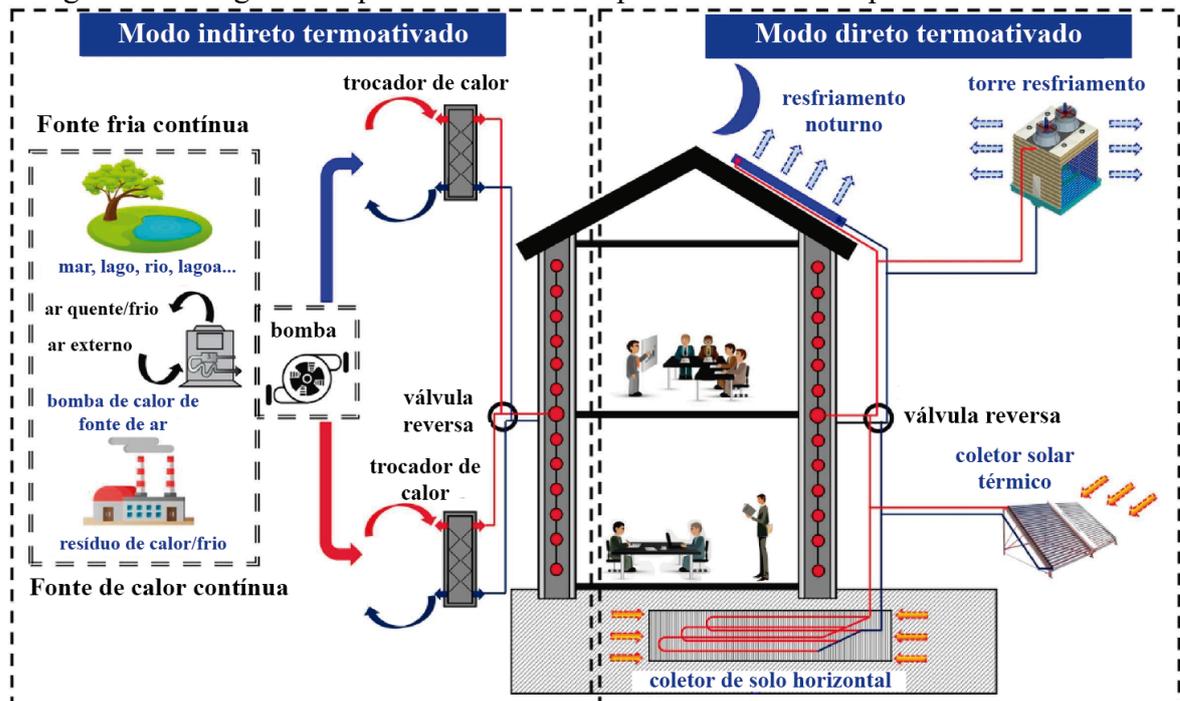
Figura 11 - (a) tubo de calor separado tipo H e (b) termossifão de duas fases tipo Z



Fonte: Adaptado de Liu *et al.*, 2019.

Com princípios de funcionamento semelhantes aos propostos por Zhang *et al.* (2014), Fantozzi *et al.* (2017) e Zhang e Li (2019), Zhu *et al.* (2019) analisam o desempenho térmico de um termossifão bifásico implantado na parede como sistema construtivo termoativado passivo para o inverno. A Figura 12 ilustra o sistema criado, que conecta o dispositivo passivo de termossifão de parede, as estratégias ativas da edificação, na estação de resfriamento ele atua como fonte de calor intermediária entre a energia solar, energia geotérmica rasa, termoativando os sistemas, já na estação de inverno, ele funciona como um trocador de calor entre fontes de calor contínuas (bomba de calor da fonte de ar e calor residual das fábricas).

Figura 12 - Diagrama esquemático do envelope do edifício incorporado de termossifão



Fonte: Zhu *et al.*, 2019.

A estratégia descrita é validada através de estudo experimental em laboratório, no qual foram monitorados a temperatura de entrada e saída do evaporador, a temperatura de entrada e saída do condensador, temperatura da linha de gás, temperatura da linha de líquido, a temperatura média do *interlayer*, temperatura da água de abastecimento, temperatura de retorno da água, temperatura da fonte de calor, temperatura do ambiente, pressão de entrada e saída do evaporador e a pressão de saída e entrada do condensador. Além disso, a resistência térmica, o preenchimento do líquido, calor injetado, carga de calor e a velocidade de inicialização do sistema, foram outros parâmetros investigados para compreender o desempenho do termossifão de parede (ZHU *et al.*, 2019).

Wei *et al.* (2019) por sua vez, pesquisaram em um trabalho de campo uma nova parede de resfriamento passivo com tubos de calor planos assistidos por gravidade combinado com PCMs encapsulados inseridos a envoltória, sendo esta então denominada de tubos de calor de microcanal com materiais de mudança de fase para resfriamento radiativo (*Micro-channel heat pipe - radiative cooling - phase change materials - MHP-RC-PCM*). Os autores partiram da alta densidade dos materiais de mudança de fase e da alta condutividade térmica dos tubos planos para elaboração da proposta. O dispositivo e os PCMs foram implantados em um módulo experimental locado na cobertura de uma edificação da Universidade de Tecnologia de Hefei localizado na cidade de Hefei, província de Anhui, China, com o intuito de analisar o comportamento térmico da envolvente e dos planos. Nesse cenário, os principais parâmetros investigados pelos autores foram, a temperatura do ar interno a célula experimental, as cargas de resfriamento e aquecimento e as superfícies internas das paredes de vedação da célula teste.

Já no estudo feito por Zhang, Wu e Yao (2021), o ambiente térmico foi o principal alvo de pesquisa. Neste, os autores construíram um WIHP em escala real com o objetivo de estudar a performance do ambiente interno incorporado com tubos de calor para aquecimento de edificações. Tais dispositivos foram implantados em uma sala, denominada como sala teste, e, com o propósito de comparar os resultados obtidos, outra sala com as mesmas condições também foi edificada, nomeada como sala de controle. A cidade de realização do experimento foi Tianjin, localizada no norte da China, onde possui invernos secos e frios. Com relação as variáveis analisadas, predominam as características dinâmicas de transferência de calor do dispositivo integrado a envolvente, a distribuição da temperatura do ar e a resposta do ambiente térmico através de uma avaliação realizada pelos modelos de conforto térmico (PMV - Voto Médio Predito; e PPD - Porcentagem de Pessoas Insatisfeitas).

Observa-se que dentre os estudos selecionados, algumas variáveis de entrada para avaliação do desempenho dos tubos de calor e termossifão ganham destaque, como: o tipo de

fluido; a taxa de enchimento; a entrada de energia na evaporadora e condensadora; a geometria/formato do sistema; e, a distância entre o evaporador e o condensador. Essas variáveis correlacionam entre si e propiciam melhores desempenhos aos termossifões e tubos de calor. Verifica-se também que dentre as pesquisas, a de Liu e Zhang (2019) e Zhu *et al.* (2019) realizaram experimentos com os dispositivos incorporados em vedações, considerando suas aplicabilidades junto à arquitetura. Já no que diz respeito ao ambiente térmico, este foi analisado com maior interesse por Zhang, Wu e Yao (2021) e Wei *et al.* (2019), no quais tiveram como variáveis de pesquisa em comum a temperatura do ar interno e as temperaturas superficiais das vedações.

### 2.3.2 Bancada e Procedimentos experimentais

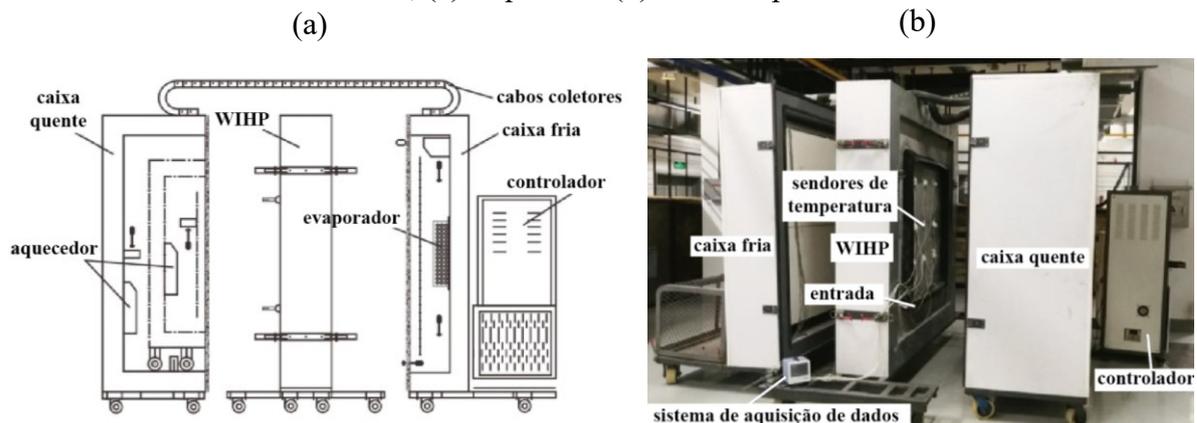
As variáveis e parâmetros acima descritos são coletadas, registradas e armazenadas por diferentes instrumentos e estão diretamente relacionadas com o método de pesquisa utilizado, assim como o objetivo principal do trabalho. Dessa forma, tais aparatos e procedimentos instrumentais utilizados, são apresentados nesta seção baseados nas pesquisas selecionadas que investigaram o desempenho de ambientes térmicos, assim como a performance de termossifões e tubos de calor.

Em sua pesquisa, Bellani, *et al.* (2019) fez uso de uma fonte de alimentação Heinzinger PTN 125-10 para emitir determinadas potências a seção condensadora. Os autores empregaram tal energia em uma escala de 5W, no estado crescente, iniciando com 5W, até ocorrer o *start-up* do sistema; já na situação decrescente, a entrada de energia começou em 25W e foi reduzida na mesma proporção da escala crescente, até que o dispositivo parasse de funcionar. Outro procedimento que se destaca na pesquisa realizada pelos autores trata-se da verificação da rugosidade na parede interna da evaporadora, que foi alterado através de um papel de carboneto de silício grosso, com a rugosidade resultante de  $R_p = 26 \mu\text{m}$ . Além disso, destaca-se também que, com intuito de não permitir trocas térmicas da seção adiabática com o meio, foi instalado uma manta de fibra de cerâmica Durablanket® B6 da fabricante Unifrax, para isolamento térmico.

Liu e Zhang (2019), simularam a temperatura do ar externo e a temperatura interna do WIHP a partir do método da caixa quente e da caixa fria, respectivamente. Este método consiste em uma caixa que possibilita o controle automático ou manual da temperatura (ver Figura 13). Nesse sentido, os experimentos foram feitos seguindo as indicações previstas pelo código destinado a projetos de ventilação de aquecimento e ar-condicionado (*Code for design of heating ventilation and air conditioning* - GB 50019 – 2003) da China, onde, a temperatura da

caixa fria foi determinada em 18 °C. Já a temperatura da caixa quente foi definida em duas configurações, a primeira consiste em uma constante de 40 °C, enquanto a segunda foi ajustada a cada hora de acordo com a referida temperatura típica do ar externo. Neste estudo, a plataforma de pesquisa foi analisada em um laboratório subterrâneo, sem influência da temperatura ao ar livre, que foi simulada e controlada pela caixa quente.

Figura 13 - Equipamento de teste de desempenho de isolamento térmico de paredes de edifícios com WIHP, (a) esquema e (b) foto do aparato no laboratório



Fonte: Liu e Zhang, 2019.

Assim como Liu e Zhang (2019), Zhu *et al.*, (2019) também realizaram um estudo de laboratório, no qual, para estudar o desempenho de um tubo de calor implantado em uma vedação, foi estabelecido como temperatura máxima da fonte de calor de 65 °C. Tal decisão foi determinada através de pesquisas realizadas e baseada em trabalhos presentes na literatura, que leva em consideração duas razões principais, a ampla faixa de temperatura da fonte de calor, e os resultados a serem obtidos com o emprego desta temperatura, visto que o estudo pode fornecer resultados para potenciais aplicações em edifícios não residenciais. Para distribuição dos sensores (termopares tipo K marca Omega) de temperatura na superfície da parede, os autores fizeram uso do método dos cinco pontos.

Tal metodologia de disposição dos registradores de temperatura também foi empregada por Wei *et al.* (2019), que instalaram termopares do tipo T, marca Constantan, no modelo experimental. Este método consiste na locação de um sensor no centro da parede e outros quatro locados em pontos de equipartição da linha diagonal do sensor central. Desse modo a temperatura superficial da parede com tubos planos e PCM é dada pela média entre os cinco valores registrados. Nas demais superfícies apenas um medidor foi instalado no centro de cada vedação para capturar a temperatura representativa da superfície.

Nos ensaios de Bellani, *et al.* (2019), 21 termopares foram utilizados para medir a distribuição da temperatura superficial ao longo da superfície do comprimento do termossifão fabricado. Zhu *et al.* (2019) fizeram uso de termopares tipo *K*, enquanto Liu e Zhang (2019) empregaram termopares tipo *T.*, onde, dezoito dispositivos foram calibraram previamente, resultando em uma precisão de 0,1 °C para registrar a temperatura da superfície interna e externa em diferentes zonas do dispositivo proposto pelos autores.

No que concerne aos modelos experimentais, tem-se destaque para o trabalho produzido por Wei *et al.* (2019). Os autores construíram um módulo com 1000x950x100mm, de altura, largura e comprimento, onde o mesmo foi estruturado por placas de aço inoxidável, soldadas entre si, formando o protótipo. As paredes leste, oeste e norte, piso e cobertura foram preenchidos com um material isolante de poliestireno (EPS) de 500mm e espessura para todas as envoltentes, com ressalva para a cobertura, que foi definida com 75mm. Enquanto isso, a parede sul foi edificada com tijolos (espessura de 53mm), onde, em ambos os lados da alvenaria foram nivelados com argamassa de cimento 10mm. Uma placa de alumínio foi locada paralelamente a superfície interna desta vedação para servir de recipiente aos PCMs. Ainda nesta envoltória, ocorreu a instalação dos planos de calor, onde a evaporadora foi locada na camada de PCM e a seção condensadora ficou exposta ao ambiente externo.

Além da pesquisa de Wei *et al.* (2019), Zhang, Wu e Yao (2021) também avaliaram o ambiente térmico, porém em escala real, como supracitado. Nesse cenário, uma grade de calor em formato H foi proposto com as seguintes dimensões: de 1 m de comprimento e 0,8 m de largura. No total, a árvore de tubos foi composta por 24 condutos de cobre, com diâmetro de 20 mm cada. Assim como Wei *et al.* (2019), Zhang, Wu e Yao (2021) utilizaram na construção das salas experimentais tijolos de barro, contudo, nesta pesquisa foi empregada uma alvenaria de espessura 240mm, com uma camada de placa de poliestireno extrudado (XPS) de 50 mm em seis vedações. Enquanto na parede de ligação entre a sala de controle e a sala experimental o isolante térmico foi determinado com espessura de 70mm.

Com relação aos sensores de medições de temperatura, um foi disposto no centro da sala na altura de 1,5m e outro ao ar livre, para registros da temperatura do ar interno e externo respectivamente. Além disso, 50 sensores foram instalados na superfície interna e externa da parede implantada com tubos de calor. Cada sala também apresentava 9 gravadores de temperatura e umidade, posicionados em fileiras verticais em um intervalo de 40 cm entre eles e alturas escalonadas de 50 a 250cm do piso.

Em relação à aquisição de dados, os *data loggers* foram empregados para transmitir os sinais adquiridos para um computador, armazenando as informações a serem estudadas,

como pressão, temperatura e outros. Tal instrumento foi utilizado por todas as pesquisas descritas. No estudo de Wei et al. (2019) foi empregado na coleta de dados um instrumento da marca HIOKI LR840-21, que captava os valores em intervalos de 1 minuto. Na pesquisa feita por Zhang, Wu e Yao (2021), um registrador GP10 foi conectado aos sensores de temperatura das superfícies internas e externas. Este mesmo aparelho foi usado no trabalho de Liu e Zhang (2019). Bellani, *et al.* (2019) utilizou um sistema de aquisição de dados da *National Instruments®*, modelo NI cDAQ-9178.

#### 2.4 Considerações finais sobre a revisão de literatura

Os sistemas de resfriamento passivo que envolvem tecnologias de baixo impacto ambiental tem ganhado destaque, impulsionadas principalmente pelo alto consumo energético dos edifícios, assim como, a necessidade de manutenção do conforto térmico em ambientes internos. Dentre estes sistemas, pesquisas direcionadas às soluções que se integram aos envelopes das edificações são de suma importância, uma vez que, a envoltória apresenta grande impacto na conservação de energia e habitabilidade dos usuários. Dessa maneira, observa-se estudos recentes que envolvem a integração de termossifões e tubos de calor em vedações.

Visto isto, na revisão de literatura notou-se a necessidade de pesquisas direcionadas à aplicabilidade de WIHP, WT e TIHP para melhorar o desempenho termoenergético das edificações em climas tropicais, especificamente em países da América Latina. Assim como, investigações que tinham como objetivo principal estudar o potencial destes sistemas como uma estratégia de resfriamento passivo.

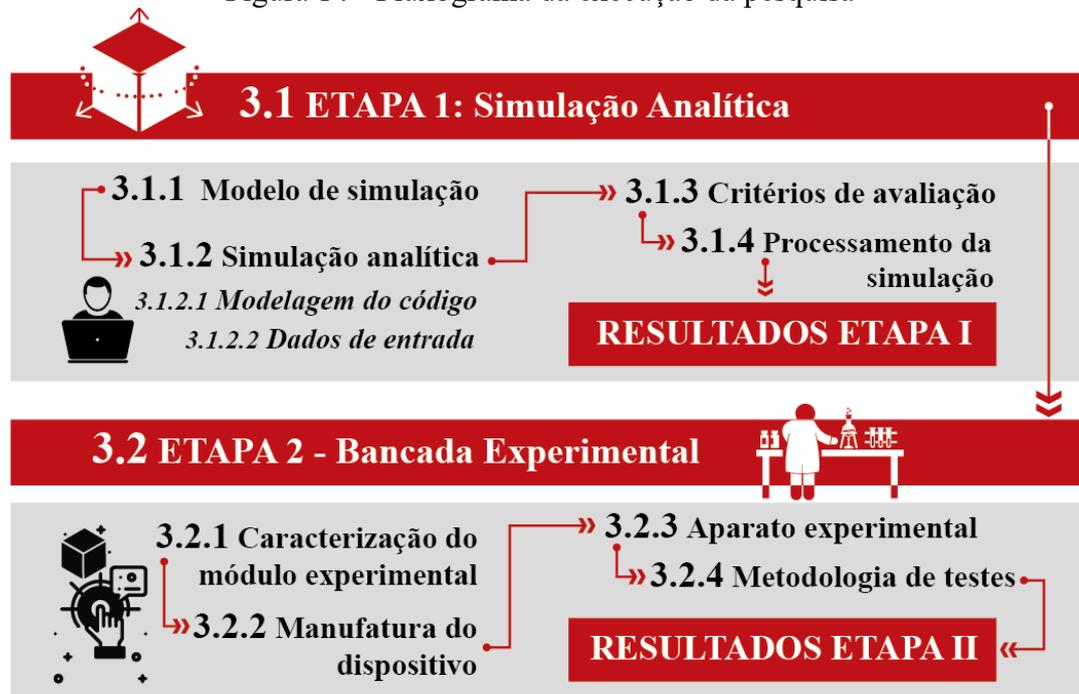
Há também lacunas referentes ao método de avaliação destes sistemas, dentre os estudos existentes, a grande maioria conduzem esforços para análises experimentais, e quando muito, integram simulações computacionais como técnica de análise pós experiência experimental. Portanto, aponta-se a necessidade de realização de pesquisas que utilizam simulações analíticas computacionais para investigar o potencial de incorporação de termossifões em envoltórias, como estratégia pré-experimentação a fim de definir tais sistemas, diminuindo custos, erros, bem como para definir melhores parâmetros para os estudos.

Observa-se também, ausência de trabalhos que analisam coeficientes de transferência de calor internos e externos, para determinada carga térmica com diferentes  $\Delta T$ . Logo, destaca-se a importância de se estudar a aplicabilidade de termossifões bifásicos integrados as vedações como sistema passivo para resfriamento de ambientes internos, visto sua elevada capacidade de transferência de calor entre o interior e exterior das edificações, mesmo quando se tem pequenas diferenças de temperatura.

### 3. MATERIAIS E METÓDO

O capítulo de materiais e métodos é dividido em duas etapas, subdivididos em oito subetapas, como ilustrado na Figura 14.

Figura 14 - Fluxograma da execução da pesquisa



- **ETAPA I - Simulação Analítica:** *corresponde ao estudo preliminar do potencial passivo do conjunto de termossifão bifásico em circuito para resfriamento de ambientes internos, formada por 4 subetapas: (1) determinação do modelo de análise; (2) caracterização da simulação analítica que compreende a modelagem do código e os dados de entrada do mesmo; (3) critérios de análise; e o (4) processamento da simulação.*

- **ETAPA II - Bancada Experimental:** *apresenta como objetivo principal investigar experimentalmente a viabilidade de aplicação do sistema para redução da temperatura de ambientes internos, constituída em 4 subetapas: (1) caracterização do módulo experimental; (2) manufatura do dispositivo de cobre; (3) aparato experimental; e (4) metodologia de testes.*

#### 3.1 ETAPA 1: Simulação Analítica

Nesta etapa foi investigado preliminarmente o potencial do conjunto de termossifão bifásico para resfriamento passivo de ambientes internos, através da análise de coeficientes de transferência de calor internos e externos ao modelo de teste. Para isto, apresentou-se o módulo de simulação, descrevendo suas características formais. Na sequência foi caracterizado o

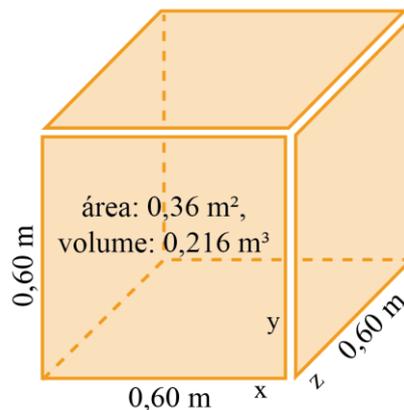
processo de simulação analítica para a análise, os critérios de avaliação e por fim, o processamento das simulações.

### 3.1.1 Modelo de simulação

O modelo empregado nesta etapa de simulação analítica computacional, tem como objetivo delimitar parâmetros para a montagem da bancada experimental, bem como investigar preliminarmente a aplicação de termossifão bifásico para redução da temperatura em espaços internos. Assim sendo, este foi dimensionado considerando a segunda fase deste trabalho, no qual, pretende-se dar continuidade a pesquisa e buscar atingir o objetivo geral da mesma.

Nesse cenário, foi definida uma célula teste em escala reduzida, uma vez que na última parte da pesquisa esta foi testada em um ambiente de laboratório. Conforme indicado na Figura 15, a célula possui medidas internas de 0,60m de altura, comprimento e largura, com área total de 0,36 m<sup>2</sup>, e volume de 0,216 m<sup>3</sup>, no que tange as características de envoltória do protótipo, estas não foram consideradas nesta etapa do estudo.

Figura 15 - Modelo de simulação

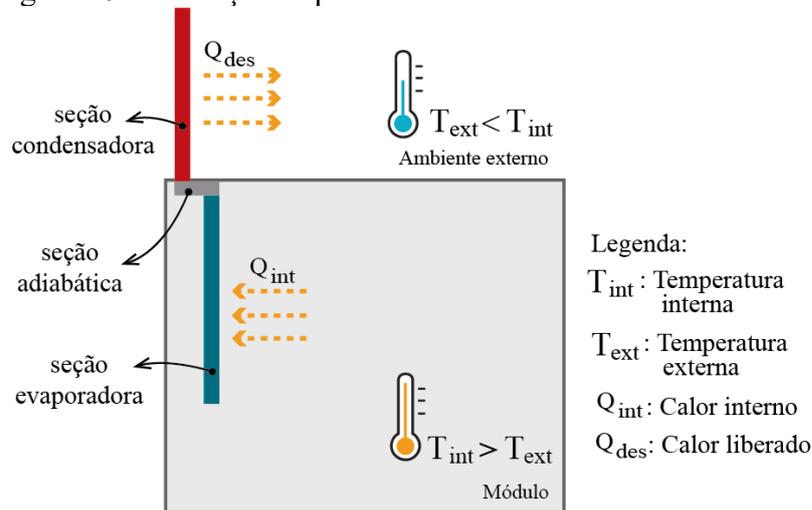


Para fins da presente pesquisa, um parâmetro determinado foi a carga térmica gerada no ambiente, uma vez que o dispositivo tem como objetivo extrair calor no interior do modelo. Para realização dos testes preliminares, a carga de 25W foi determinada, este valor foi baseado no estudo realizado por Bellani (2017) que elaborou um protótipo de termossifão em escala reduzida, onde tal dado foi inserido no processo de experimentação do trabalho. Vale destacar, que o conceito de carga térmica é usualmente empregado para dimensionar aparelhos de ar-condicionado que utilizam a força motriz para remoção do calor, independente da temperatura externa à edificação.

Entretanto, este estudo refere-se à incorporação de um sistema passivo para resfriamento de ambientes internos, sendo assim, de acordo com a Lei de Resfriamento de

Newton, um corpo sólido só realiza transferência de calor quando há diferença de temperatura entre o corpo e o meio onde ele se encontra (INCROPERA *et al.*, 2012). Desse modo, para que o conjunto de termossifão consiga resfriar o ambiente de forma passiva com o intuito de reduzir a carga térmica interna, ele necessita que a temperatura do ar externo esteja menor que a temperatura do ar interno, considerando a instalação correta do sistema, onde, a evaporadora está localizada no interior do módulo e a condensadora voltada para o exterior do ambiente, possibilitando que o fluido condensado possa retornar através da gravidade (Figura 16). Nesse caso, a seção evaporadora absorve o calor para vaporizar e, na sequência, o vapor na seção condensadora é condensado para dissipar calor para o ambiente externo.

Figura 16 - Ilustração esquemática do módulo com o termossifão



### 3.1.2 Simulação analítica

A partir da definição do módulo de pesquisa, foi possível investigar preliminarmente o potencial de aplicação do sistema em ambientes para resfriamento passivo. Esse processo ocorreu utilizando simulação analítica, que conforme Freitas (2017), este propicia melhor entendimento dos fenômenos físicos que envolvem o sistema, além de corroborar com estudo eficiente para dimensionamento e caracterização dos fenômenos físicos de termossifões. Estudos como os empregados por Yan *et al.* (2021) e Gong *et al.* (2022) também aplicaram o método a fim de analisar a aplicação de dispositivos bifásicos para redução da temperatura interna de ambientes.

Acrescenta-se também, que as simulações são soluções eficientes por minimizarem custo e tempo em relação às análises experimentais (XU *et al.*, 2018). Porém, para que os resultados simulados sejam aplicáveis, é importante verificar se os procedimentos das soluções ocorreram de maneira confiável, diminuindo ao máximo o número de erros numéricos, gerados

devido à imprecisão das máquinas, métodos de convergência, ou modelagem matemática (FREITAS, 2017).

Desse modo, buscando evitar essas falhas, as simulações foram realizadas na plataforma numérica MATLAB<sup>6</sup>, sendo assim, esta foi dividida em duas etapas. A primeira diz respeito à modelagem do código (3.1.3.1), desenvolvida a partir de correlações matemáticas associadas aos sistemas de equações lineares com matriz. E por fim, na etapa 2 (3.1.3.2) é apresentado os Dados de Entrada para a execução das simulações.

### 3.1.3.1 Modelagem do código

O modelo matemático desenvolvido neste trabalho para o estudo inicial do conjunto de termossifão, teve como dados de saída analisados nesta etapa, coeficientes de transferência de calor internos. Este parâmetro é importante, uma vez que influencia diretamente no desempenho dos dispositivos e na definição da quantidade de tubos a serem empregados para reduzir o calor interno, possibilitando vislumbrar a adequada e possível incorporação do sistema.

Desse modo, o modelo matemático foi desenvolvido considerando algumas simplificações nas características do Termossifão de parede para resfriamento passivo (TPRP), sendo elas: ignorou-se a interferência da transferência de calor dos tubos no processo de trocas de calor da vedação; desconsiderou-se o armazenamento de calor da parede na transferência de calor dos termossifões; e desprezou-se o atraso térmico da elevação da temperatura superficial interna da vedação.

A modelagem do termossifão apresentada no Apêndice A (Código 1) foi realizada baseando-se nas trocas térmicas do sistema proposto. Sendo assim, as expressões numéricas utilizadas para a elaboração de projetos de termossifões contidas na literatura foram utilizadas nesta pesquisa. No Código 1 é possível observar a construção da matriz de equações realizadas no MATLAB. As resistências internas e externas do termossifão são calculadas através das Equações 3 e 4. Já as resistências térmicas do evaporador e condensador são obtidas pela Equação 5. No que tange à resistência de evaporação, esta pode ser expressa pela Equação 10, que possui derivação das correlações existentes nas expressões 6, 7, 8 e 9. E a resistência de condensação pode ser alcançadas pelas Equações 11 e 7.

---

6 O MATLAB é um ambiente de programação computacional e numérico, elaborado pela MathWorks. A plataforma possibilita a manipulação por matriz, obtenção de curvas no plano xy, implementação de algoritmos, o desenvolvimento de interfaces do usuário, e interface com programas escritos em outras linguagens, que incluem C, C ++, Java e Fortran (FREITAS, 2017).

Com o código foi possível obter também de obter as resistências totais do evaporador  $R_{te}$  e condensador  $R_{tc}$  (K/W), calculadas por meio das equações 12 e 13, respectivamente.

$$R_{te} = R_1 + \frac{R_2 + R_3}{n_e} \quad (12)$$

$$R_{tc} = R_1 + \frac{R_7 + R_8}{n_c} \quad (13)$$

Onde,  $n_e$  e  $n_c$ , representam o número de evaporadores e de condensadores. Dessa forma, a resistência total do sistema pode ser calculada pela equação 14, abaixo.

$$R_t = R_{te} + R_{tc} \quad (14)$$

Desse modo, o calor total trocado do sistema em W ( $q_x$ ) é calculado através da expressão 15.

$$q_x = \frac{T_{in} - T_{ex}}{R_t} \quad (15)$$

Onde,  $T_{in}$  é a temperatura do ar interno e  $T_{ex}$  a temperatura do ar externo, em K.

A temperatura da parede do evaporador e do condensador é outro parâmetro que pode ser calculado, sendo esta dada a partir do emprego das equações 16 e 17, respectivamente.

$$T_v = T_{in} + R_9 q_e \quad (16)$$

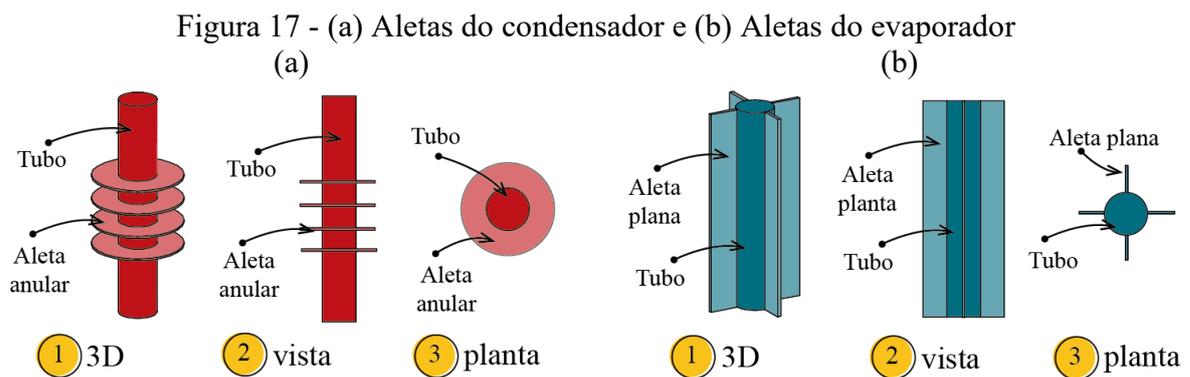
$$T_v = T_{ext} + R_9 q_c \quad (17)$$

Onde,  $q_e$  representa a carga trocada do evaporador com o ambiente interno, e  $q_c$  a carga trocada do condensador com o ambiente externo, ambas em W.

Além disso, foi inserido ao código numérico a modelagem de aletas, que são definidas como superfícies estendidas através de outra superfície, estas apresentam-se em variados modelos, e possibilitam aumentar a taxa de transferência de calor para o ambiente, ou vice-versa, a partir da convecção, e conseqüentemente melhorar a eficiência térmica do conjunto de termosifão. Nesse sentido, diminui-se os coeficientes de transferência de calor por convecção internos e externos ao módulo e proporciona a aplicabilidade mais verossímil do sistema, pois “a necessidade de aletas é maior quando o fluido é um gás ao invés de um líquido e quando a transferência de calor na superfície ocorre por convecção natural” (INCROPERA *et al.*, 2012, p. 90), como é o caso do sistema proposto nesta pesquisa.

Dessa forma, a modelagem das aletas também se baseia na literatura clássica, na qual emprega-se correlações de equações determinadas por Incropera *et al.* (2012). A fim de permitir melhor eficiência da proposta, foram definidos dois tipos de aletas. A primeira possui formato horizontal, sendo denominada como aleta anular (Figura 17a), esta foi instalada no condensador, visto que o ar tende a escorrer na horizontal em ambientes externos, propiciando maiores trocas de calor pela superfície das aletas.

Já a segunda que foi implantada no evaporador, foi definida como aleta plana (Figura 17b) e apresenta formas verticais. A determinação da aleta plana, ocorre, pois, no ambiente interno, quando se tem diferença de temperatura entre um corpo e um fluido, onde o ar denso tende a descer, e o leve a subir. Nesse sentido, o segundo tipo de aleta irá adicionar mais superfícies de contato no processo de transferência de calor do evaporador, visto que no sistema proposto esse processo ocorre na vertical.



Nessa circunstância, a eficiência global das aletas planas pode ser calculada pela expressão 18.

$$n_o = 1 - \frac{NA_a}{At} (1 - n_a) \quad (18)$$

Onde,  $N$  é o número de aletas no conjunto;  $A_t$  está relacionada às áreas das aletas e à fração exposta da base, denominada frequentemente de superfície primária e calculada pela equação 19;  $n_a$  é a eficiência de uma aleta isolada;  $A_a$  é a área da superfície individual de cada aleta ( $m^2$ ), obtida através da equação 20;

$$A_a = 2 \left( w + \frac{t}{2} \right) l_e \quad (19)$$

Onde,  $w$  representa a largura da aleta (m);  $t$  a espessura da aleta em m; e  $l_e$  é o comprimento da seção evaporadora (m).

$$A_t = NA_a + A_b \quad (20)$$

Enquanto, a área da base exposta sem aleta é dada pela equação 21.

$$A_b = (\pi d_o - Nt)l_e \quad (21)$$

Onde,  $d_o$  é o diâmetro do evaporador em metros.

Para o cálculo da eficiência global, também se torna necessário obter a eficiência dos perfis, que é expresso pela equação 22.

$$n_a = \frac{\tanh(mw_c)}{mw_c} \quad (22)$$

Onde,  $m$  é obtido pela equação 23, e  $w_c$  representa a largura corrigida dos perfis (m), que pode ser calculado na equação 24.

$$m = \left(\frac{2h}{kt}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (23)$$

Onde,  $h$  é dado como coeficiente de transferência de calor das aletas  $W/(m^2K)$ ; e  $k$  é a condutividade térmica do material empregado nas aletas, em  $W/(mK)$ .

$$w_c = w + \left(\frac{t}{2}\right) \quad (24)$$

Por fim, a eficiência global da aleta anular, que foi instalada na condensadora, também pode ser calculada pela equação 46. Entretanto, a área da superfície individual da aleta anular é expressa pela equação 25.

$$A_a = 2\pi(r_2^2 - r_1^2) \quad (25)$$

Onde,  $r_2$  representa o raio total da aleta anular, considerando desde o centro do condensador até a borda da aleta, pode ser dado pela equação 26; e  $r_1$  pela equação 27, definido como o raio do condensador.

$$r_2 = \frac{D_a}{2} \quad (26)$$

$$r_1 = \frac{d_o}{2} \quad (27)$$

Onde,  $D_a$  é o diâmetro da aleta anular; e  $d_o$  representa o diâmetro do condensador.

Assim como na aleta plana  $A_t$  e  $A_b$  são calculados pelas equações 48 e 49, respectivamente. Logo, através da equação 28 pode-se obter a eficiência dos perfis das aletas anulares  $n_a$ , onde se utilizaram as equações estabelecidas por Incropera *et al.* (2012), para as aletas circulares.

$$n_a = C_2 \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_{2c}) - I_1(mr_1)K_1(mr_{2c})}{I_0(mr_1)K_1(mr_{2c}) - K_0(mr_1)I_1(mr_{2c})} \quad (28)$$

Onde,  $I_0$  e  $K_0$  são funções de Bessel modificada de ordem zero de primeira e segunda espécie, respectivamente;  $I_1$  e  $K_1$  são funções de Bessel modificada de primeira ordem de primeira e segunda espécie, respectivamente;  $m$  também é dado pela equação 23, e por fim,  $C_2$  e  $r_{2c}$  (raio corrigido) são calculados pelas equações 29 e 30, respectivamente.

$$C_2 = \frac{(2r_1/m)}{(r_{2c}^2 - r_1^2)} \quad (29)$$

$$r_{2c} = r_2 + \left(\frac{t}{2}\right) \quad (30)$$

### 3.1.3.2 Dados de entrada

Os dados de entrada referentes ao sistema são caracterizados nesta seção e podem ser observados no Código 2 (Apêndice B). O código fornece as propriedades termofísicas do fluido selecionado; condutividade térmica dos tubos e aletas; a diferença de temperatura entre o interior e exterior do módulo; a carga térmica interna; temperatura interna a ser atingida no ambiente; comprimento máximo da parede; fator de afastamento entre um tubo e outro; diâmetro interno e externo do evaporador e condensador; número de condensadores e evaporadores; fator de enchimento do evaporador; espessura e largura da aleta plana; comprimento perdido na fabricação das aletas anulares; espessura e diâmetro da aleta anular.

Neste estudo, um fluido foi selecionado para as simulações, sendo ele, o refrigerante R141b. Esta definição foi baseada no estudo desenvolvido por Bellani (2017), que propôs o protótipo de um termossifão de parede para aquecimento solar passivo. O autor optou para sua pesquisa o refrigerante R141b, por este possuir significativa capacidade de transferência de calor e menor espessura de parede do tubo, o que significa menor número de mérito e menor pressão de vapor. Além disso, o fluido é compatível com o material dos tubos e não apresenta toxicidade de flamabilidade, parâmetros fundamentais para aplicação desses dispositivos em edificações.

Outro parâmetro fixo estabelecido para as simulações diz respeito a temperatura a ser atingida no interior de modelo com a aplicação do termossifão bifásico em circuito. Neste estudo, tal variável foi determinada a 23°C, pois de acordo com a ASHREA 55 (2017) este valor é o recomendado para se alcançar o conforto térmico aceitável aos ocupantes de um ambiente interno.

Assim sendo, a Tabela 1 apresenta os parâmetros fixos relacionados à caracterização do dispositivo, bem como as condições de contorno internas e externas ao termossifão.

Tabela 1 - Parâmetros fixos relacionados ao projeto do termossifão

Símbolo	Descrição	Valor
$k$	Condutividade térmica dos tubos e aletas (cobre)	380 W/(mK)
$t_{int}$	Temperatura interna a ser atingida no módulo	296,15K = 23°C
$q_m$	Carga Térmica	25 W
$L_c$	Comprimento do condensador	0,60 m
$L_e$	Comprimento do evaporador	0,60 m
$d_i$	Diâmetro externo do evaporador e condensador	22,2x10 <sup>-3</sup> m
$d_o$	Diâmetro interno do evaporador e condensador	21,4x10 <sup>-3</sup> m
	Fator de enchimento do evaporador	0,6
$t$	Espessura da aleta plana	2x10 <sup>-3</sup> m
$w$	Largura da aleta plana	40x10 <sup>-3</sup> m
$L_{tc}$	Comprimento perdido na fabricação da aleta anular	15x10 <sup>-3</sup> m
$t_{ae}$	Espessura da aleta anular	3x10 <sup>-4</sup> m
$d_{ac}$	Diâmetro da aleta anular	60x10 <sup>-3</sup> m

Como pode ser visto na Tabela acima optou-se pelo cobre como material dos tubos e das aletas, devido à sua condutividade térmica, bem como por possuir facilidades de manuseio e brasagem. Enquanto as dimensões foram estabelecidas a partir da escolha de tubos comerciais existentes no mercado. Já no que tange sobre os parâmetros variáveis, decidiu-se por alterar: o número de tubos da seção evaporadora e condensadora; as diferenças de temperatura do ar interno e externo do módulo ( $\Delta T$ ) em K; e o número de aletas planas e anulares.

Dentre estes parâmetros, as temperaturas do ar externo foram determinadas levando em consideração a temperatura interna a ser atingida no módulo (23 °C), desse modo, por se tratar de um sistema passivo, foram definidos valores inferiores a  $t_{int}$ , sendo eles: 22, 19 e 16 °C. As combinações destas variáveis e das demais podem ser visualizadas na seção 3.1.4, deste trabalho.

### 3.1.3 Critérios de avaliação

Para o estudo preliminar da aplicabilidade do conjunto de termossifão como sistema passivo para resfriamento de ambientes internos, avaliou-se o processo de transferência de calor que ocorre entre o dispositivo e os ambientes internos e externos, a fim de averiguar a manutenção da temperatura do ar interno a 23 °C a partir de uma carga térmica representativa. Nesse cenário, será obtido através das simulações analíticas, coeficientes de transferência de calor por convecção natural ( $h$ ) internos ao modelo de simulação.

Na Tabela 2 é possível observar os coeficientes de transferência de calor por convecção estabelecidos por Incropera *et al.* (2012), onde, para utilização de gases na convecção natural, o coeficiente de transferência de calor deve apresentar de 2 a 25 W/(m<sup>2</sup>K), enquanto para líquidos o mesmo deve possuir de 50 a 1000 W/(m<sup>2</sup>K). Para a presente pesquisa, foi definido 25 W/(m<sup>2</sup>K), como coeficiente máximo de transferência de calor, uma vez que, nesta análise preliminar visa-se avaliar a ventilação como meio de transferência de calor entre o ambiente e o termossifão.

Tabela 2 - Coeficientes de troca de calor por convecção

Processo	$h$ (W/(m <sup>2</sup> K))
<b>Convecção natural</b>	
Gases	2 - 25
Líquidos	50 - 1000
<b>Convecção forçada</b>	
Gases	25 - 50
Líquidos	100 - 20.000
<b>Convecção com mudança de fase</b>	
Ebulição ou condensação	2.500 - 100.000

Fonte: Adaptado de Incropera *et al.*, 2012.

Outro fator importante estabelecido, foi quanto à quantidade máxima de tubos no interior do módulo, desse modo, considerando o diâmetro externo dos tubos de calor (Tabela 1) e o espaçamento mínimo de 22,2x10<sup>-3</sup>m entre os tubos e as extremidades do modelo, o número máximo de tubos em apenas uma fachada do módulo foi de 12 tubos.

As dimensões das aletas anulares e planas também foram ponderadas na determinação do conjunto no interior da célula teste, visto que, com a adição destas superfícies aos tubos era possível instalar no máximo 7 tubos aletados em apenas uma fachada, uma vez que as aletas anulares possuem 60x10<sup>-3</sup>m de diâmetro, além de respeitar o espaçamento de 22,2x10<sup>-3</sup>m entre as peças.

Além disso, outro ponto foi a quantidade máxima de aletas que podem ser instaladas em um tubo, no que diz respeito às anulares, estas apresentam  $3 \times 10^{-4}$  m de espessura, dessa forma, pode-se implementar 90 aletas, respeitando um espaçamento mínimo de  $7 \times 10^{-4}$  m entre elas em um comprimento de 0,6 m. Já em relação as aletas planas, para esta pesquisa o número máximo considerado na seção evaporadora foi de 24, uma vez que mais aletas que isso poderia interferir na fabricação ou desempenho adequado do sistema.

Vale salientar que os coeficientes de transferência de calor são inversamente proporcionais a quantidade de tubos e aletas, por isso, faz-se necessário encontrar a melhor razão entre estas variáveis.

### 3.1.4 Processamento da simulação

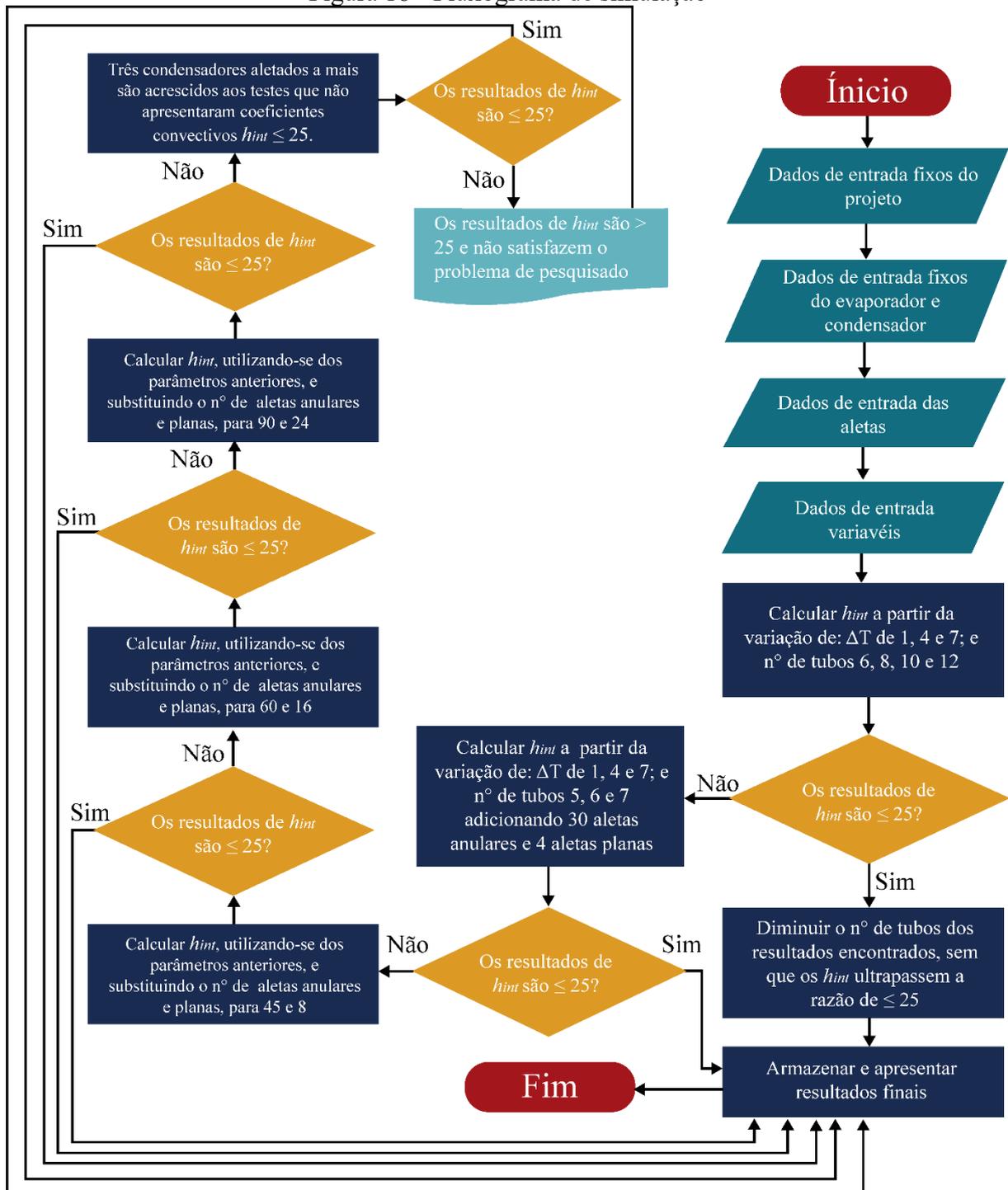
Posto os critérios de avaliação e aplicabilidade do sistema, pode-se estabelecer a dinâmica da simulação analítica para obtenção dos coeficientes de transferência de calor internos  $h_{int}$ . A Figura 18, ilustra o fluxograma de processamento das simulações, que foram realizadas no *software* MATLAB, divididas em três estágios principais:

1. Número de tubos - realizou-se 12 simulações, considerando como parâmetros de variações (1) o número de tubos, 6, 8, 10 e 12 tubos; e (2) o  $\Delta T$  de 1, 4 e 7 °C, que correspondem à diferença da temperatura interna e externa, respectivamente, alterou-se a temperatura do ar externo em 22, 19 e 16 °C. Na sequência, indagou-se se os resultados fornecidos nos 12 testes iniciais respeitaram o critério de  $\leq 25 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ , que trata sobre os coeficientes de transferência de calor interno e externo, caso a condição fosse respeitada, o processo passaria para última fase, onde, foi estabelecido a diminuição do número de tubos, porém, considerando o critério anterior. Entretanto, se a decisão não for confirmada, a convergência das simulações prossegue para próxima etapa;

2. Adição das aletas - finalizado o estágio anterior, foram acrescentadas aletas anulares e planas no condensador e evaporador, respectivamente, com a finalidade de aumentar a área de transferência de calor e diminuir os coeficientes convectivos. Para tanto, fixou-se 30 aletas anulares e 4 planas e diferenciou-se o número de tubos (5, 6 e 7) e o  $\Delta T$  (1, 4 e 7 °C). Caso a situação estabelecida fosse obedecida, os resultados seriam armazenados e realizaria-se o refinamento do conjunto. Entretanto, havendo-se a negativa, seria inseridas mais superfícies estendidas ao dispositivo, sendo, 45 aletas ao condensador e 8 ao evaporador. Este processo se repetiu até que se possa definir coeficientes convectivos  $\leq 25 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ , ou até o limite do número de aletas instaladas no evaporador e condensador, que foram de 24 e 90, respectivamente;

3. Acréscimo de condensadores - Através dos resultados da etapa anterior, foram adicionados três tubos aletados a mais a seção condensadora para os testes que não apresentaram coeficientes convectivos menor ou igual a  $25\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ , a fim de alcançar o critério estabelecido, por fim, os resultados foram armazenados e a simulação então finalizada.

Figura 18 - Fluxograma de simulação



### 3.2 ETAPA 2 - Bancada Experimental

A partir dos resultados encontrados na Etapa I, expostos no Item 3.1 desta pesquisa, que buscou analisar preliminarmente o potencial de resfriamento passivo de termossifão bifásico em ambientes internos, investigando os coeficientes convectivos internos ao módulo de simulação, definiu-se a aplicabilidade do sistema para esta fase do trabalho.

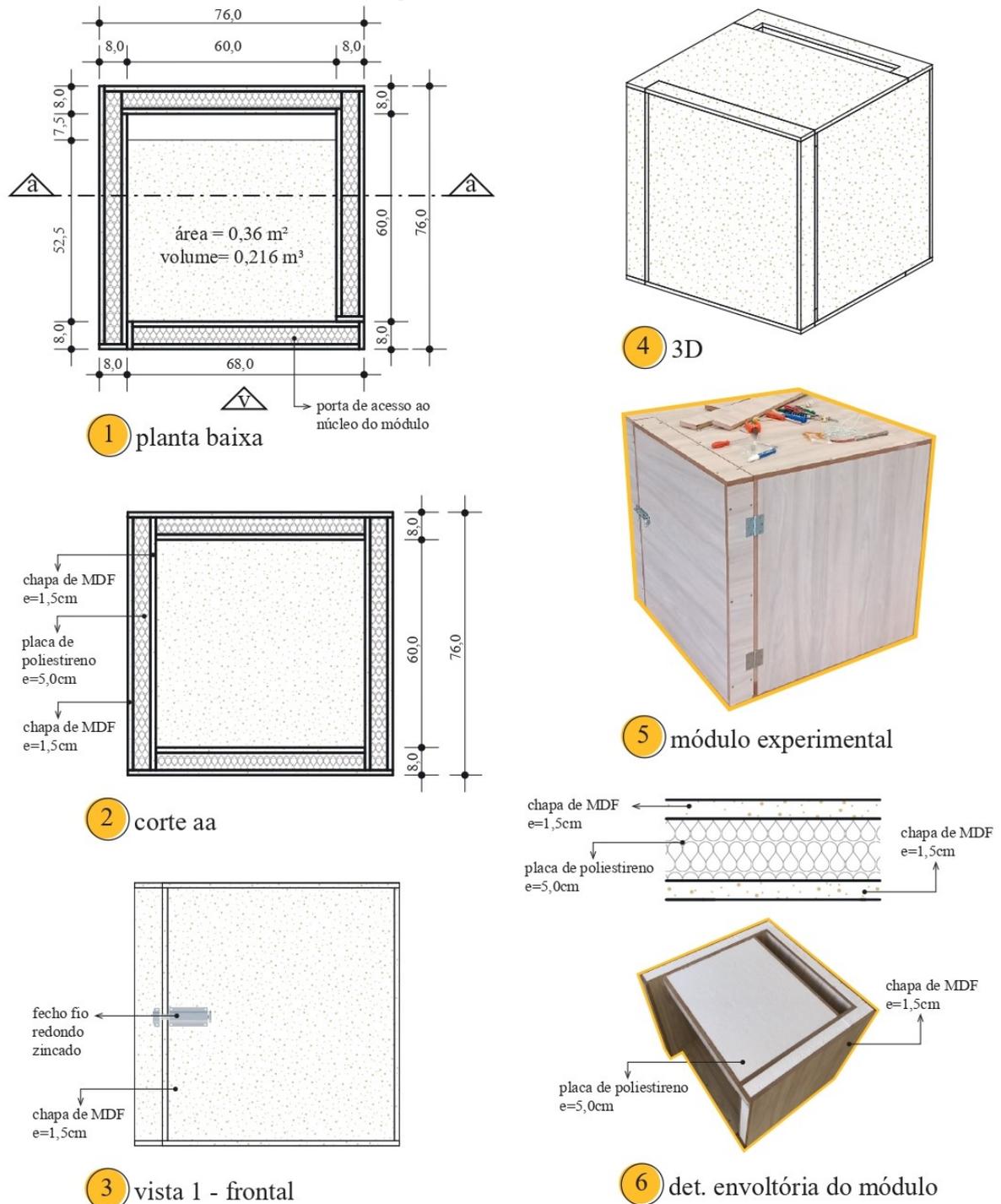
Nesse cenário, optou-se pela fabricação de uma serpentina de cobre que simulou a seção evaporadora do termossifão bifásico em circuito no interior de uma célula teste, a partir do emprego de uma temperatura constante no decorrer de seu comprimento. Essa definição foi realizada levando em consideração três diretrizes principais: (1) o tempo hábil para manufatura e estabilização adequada de um termossifão real; (2) as condições impostas pela pandemia da COVID 19 de acesso restrito as dependências da Universidade; e (3) a viabilidade de se simular um termossifão bifásico em circuito a partir da imposição de uma temperatura prescrita ao longo de seu comprimento, como já mencionado no Referencial Teórico deste trabalho.

Assim sendo, esta etapa apresenta os procedimentos para verificação experimental da viabilidade de aplicação do conjunto de termossifão bifásico em circuito como uma estratégia passiva para resfriamento de ambientes internos. Em um primeiro momento é abordado o aparato relacionado ao módulo experimental, caracterizando-se os materiais empregados na envoltória do modelo. Na sequência é caracterizado o processo de manufatura da serpentina de cobre, envolvendo a limpeza e manuseio dos materiais na etapa construtiva do dispositivo. Acrescenta-se ainda a esta etapa a definição das variáveis de análise e a dinâmica experimental empregada para obtenção dos resultados.

#### 3.2.1 Caracterização do Módulo experimental

O módulo experimental (ME) foi desenvolvido a partir das dimensões internas estabelecidas no item 3.1.1 deste trabalho, visando dar continuidade a análise realizada na simulação analítica. Na Figura 19 estão apresentadas as dimensões do modelo experimental, projetado no *software* Revit® e ilustrado no Illustrator®. O protótipo de estudo foi formado por uma célula teste, que possui externamente 76cm de largura, altura e comprimento e 0,438m<sup>3</sup> de volume. Já em relação as suas medidas internas têm-se 60cm largura, altura e comprimento, volume de 0,216 m<sup>3</sup> e 0,36 m<sup>2</sup> de área.

Figura 19 – Célula Teste



A composição construtiva da envoltória (paredes, piso e cobertura) do módulo são constituídas por três camadas (Figura 19). Sendo estas formadas de chapas de MDF (Painéis de Fibra de Média Densidade) de espessura 15mm, locadas nas faces externas e internas do modelo, e, preenchidas por poliestireno com 50mm de espessura. Na Tabela 3, é apresentado as propriedades termofísicas dos materiais utilizados na fabricação do modelo.

Tabela 3 - Propriedades termofísicas dos materiais construtivos do módulo experimental

<b>Camadas</b>	<b>Camada 1</b>	<b>Camada 2</b>	<b>Camada 3</b>
Materiais <sup>7</sup>	Chapa de MDF	Poliestireno	Chapa de MDF
Espessura (mm)	15	50	15
Densidade ( $\rho$ ) kg/m <sup>3</sup>	720	55	720
Condutividade térmica ( $\lambda$ ) W/mk	0,16	0,027	0,16
Calor específico ( $c_p$ ) J/kgK	1255	1210	1255
	<b>Parede</b>	<b>Cobertura</b>	<b>Piso</b>
Transmitância (U) W/m <sup>2</sup> K	0,256	0,258	0,254
Absortância ( $\alpha$ )	0,30		
Emissividade ( $\epsilon$ )	0,90		

No que diz respeito ao processo de manufatura e montagem do módulo, este ocorreu em três etapas, sendo estas realizadas nas dependências do Laboratório de Conforto Ambiental (Labcon) da UFSC. Num primeiro momento, as chapas de MDF foram planejadas no *software* Revit® (Apêndice B), a fim de possibilitar a fixação entre os painéis através de parafusos de aço. No projeto do modelo, uma porta foi locada em uma das paredes, para permitir o acesso aos equipamentos e materiais em seu núcleo. Também foi previsto um vão de abertura no piso e cobertura de 60cm de comprimento e 7,5cm de largura para implantação dos tubos de cobre que simularam a seção evaporadora de um termostato bifásico em circuito no interior da célula teste. A vedação que ficou em contato com a serpentina de cobre localizou-se paralelamente a porta do protótipo e foi denominada neste trabalho como Parede Fria (PF).

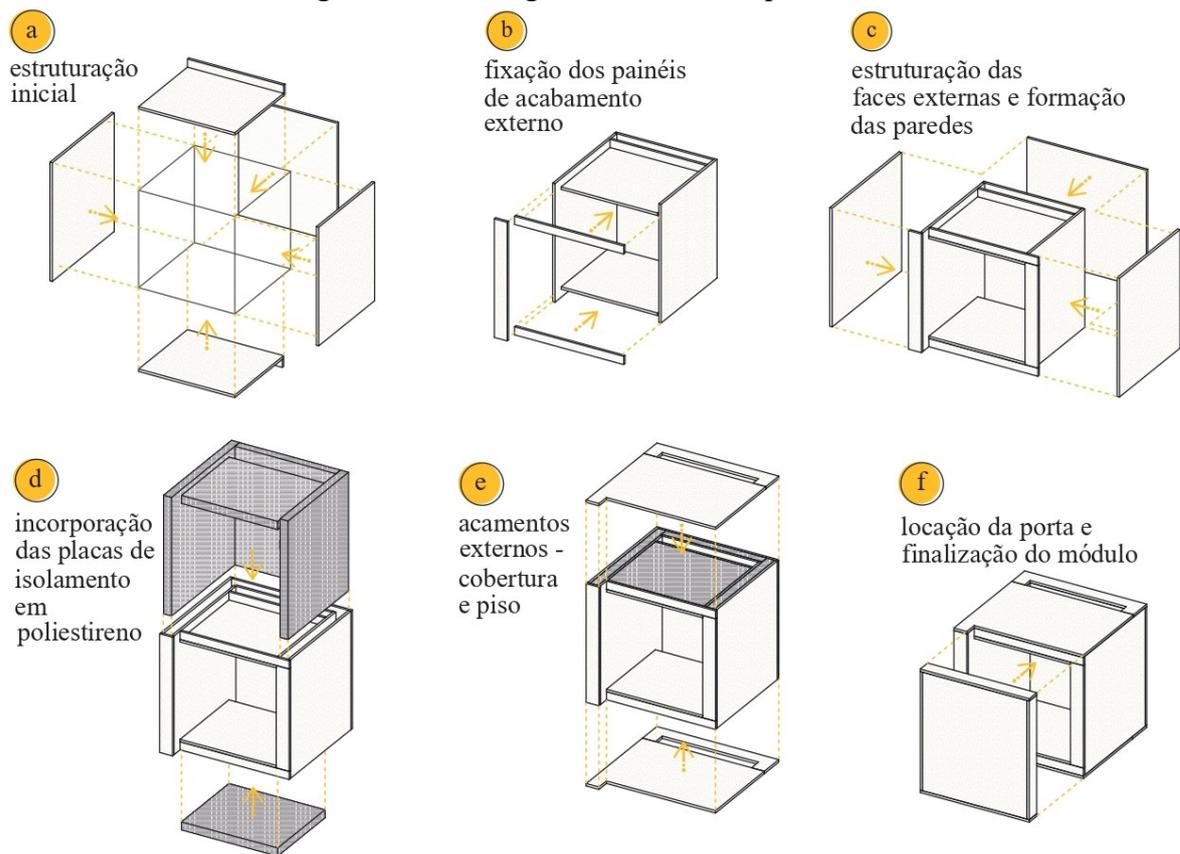
Na etapa seguinte, as chapas foram cortas por uma máquina a laser, que possibilitou excelente acabamento das peças. Posteriormente, furos foram feitos em pontos estratégicos com o auxílio de uma furadeira elétrica para união dos painéis por meio de parafusos de aço. Já as placas de poliestireno foram dimensionadas utilizando-se de estiletes e uma régua.

A última etapa consistiu na montagem da célula teste, ver Figura 20. A manufatura aconteceu da seguinte maneira: (a) os painéis internos de MDF, faces laterais e posterior, foram unidas às superfícies internas do piso e cobertura, com o auxílio de uma parafusadeira elétrica (Figura 20a), possibilitando estabilidade inicial ao modelo; (b) na sequência as chapas de acabamento frontais, inferior, superior e laterais, foram fixadas à estrutura (Figura 20b); (c) os painéis externos foram unidos às faces de acabamento da célula teste, formando assim as paredes do módulo (Figura 20c); (d) logo após, foram inseridas as placas de isolamento em

<sup>7</sup> Neste trabalho as propriedades termofísicas apresentadas foram estabelecidas considerando os valores determinados por Incropera *et al.* (2012). Para os painéis de MDF, considerou-se valores padronizados para as madeiras de lei, enquanto para as chapas de poliestireno foi admitido as características determinadas para poliestireno expandido extrudado (R-12).

poliestireno no interior dos painéis de MDF (Figura 20d); (e) posteriormente, as chapas externas (camada 3) da cobertura e piso foram presas para finalizar o acabamento do modelo (Figura 20e); (f) na última parte desta etapa, a vedação frontal foi elaborada, sendo está fixada através de parafusos e dobradiças, a fim de possibilitar a abertura desta envolvente. Por fim, inseriu-se um trinco para fechamento da porta, desse modo, teve-se o modelo de experimento (Figura 20f).

Figura 20 - Montagem do módulo experimental

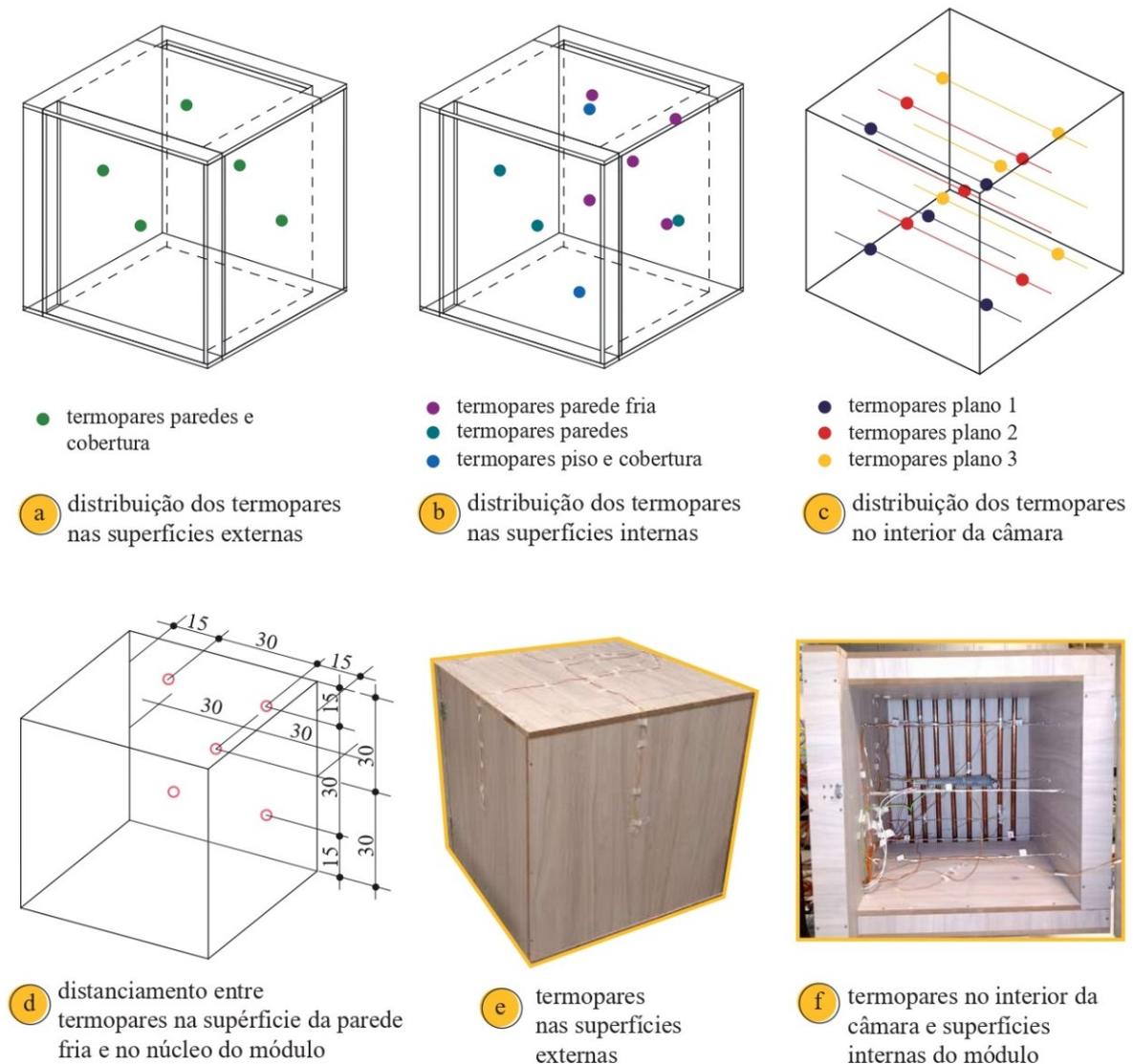


As medições das temperaturas no módulo experimental ocorreram a partir da utilização de 30 termopares tipo K da marca Omega®, distribuídos nas superfícies externas, internas e no núcleo central do modelo, conforme Figura 21. Foram dispostos 5 termopares nas superfícies externas do protótipo (paredes e cobertura), locados no centro de cada plano (Figura 21a e 21e). Nas camadas internas foram empregados 10 termopares (Figura 21b), sendo 5 implantados nas paredes laterais, cobertura, piso e porta, posicionados no ponto médio de cada superfície. Os demais 5 sensores de medições foram instalados em contato com vedação interna da Parede Fria, onde, um termopar foi colocado no centro e os outros localizados em quatro pontos de equipartição da linha diagonal de acordo com Figura 21d. Dessa forma, a temperatura da superfície interna da Parede Fria foi a média de 5 valores de temperatura, tal método dos

cinco pontos também foi empregado por *Zhu et al. (2019)* e *Wei et al. (2019)*, que estudaram a incorporação de tubos em envoltórios de edifícios.

Por fim, os 15 termopares restantes foram organizados no núcleo central da célula teste com a finalidade de se obter a temperatura média do ar e a distribuição da temperatura do ar interno. Os termopares foram dispostos em três planos, paralelos entre si, contendo 5 dispositivos cada, os três arranjos seguiram a mesma composição formada para superfície da Parede Fria, sendo estes separados com afastamentos de 15cm das paredes e entre si, ver Figura 21c e 21f.

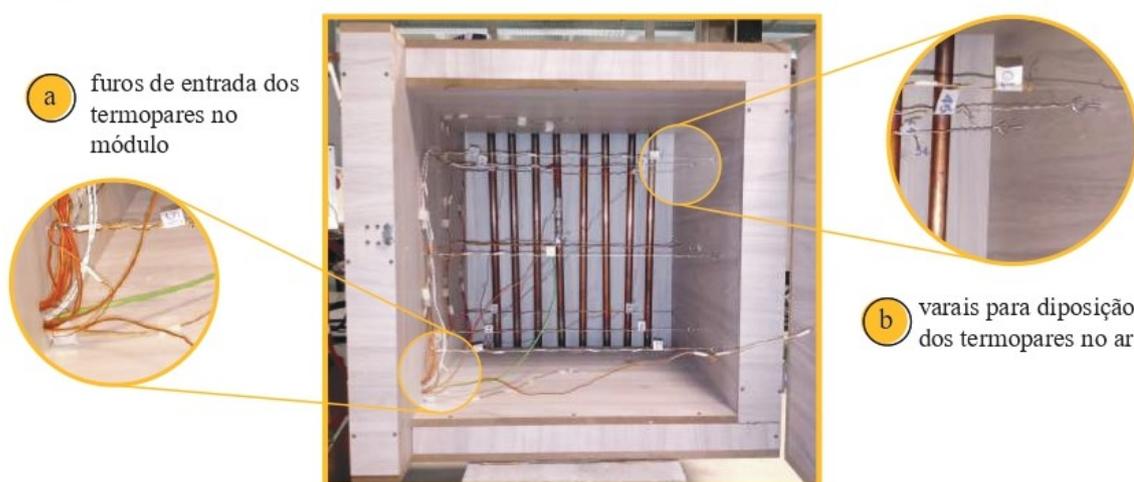
Figura 21 - Distribuição dos termopares tipo K nas superfícies externas, internas e no núcleo do módulo experimental



Todos os termopares foram fabricados com o mesmo comprimento com o objetivo de reduzir falhas nas medições. Para calibração dos sensores, utilizou-se a metodologia

desenvolvida por Paiva (2007), apresentada no Apêndice C. Para o recebimento dos termopares nas superfícies externas e internas das vedações do protótipo, foram realizados furos 0,5mm de profundidade e 0,5mm de diâmetro nas chapas de MDF, com o intuito dos sensores ficarem de fato em contato direto com os planos. Em seguida, os termopares foram fixados com auxílio de fita crepe. Já em relação aos sensores de medição da temperatura do ar, estes foram pendurados em varais elaborados com arames e parafusos pitão, ver Figura 22b. A entrada dos termopares no interior do módulo ocorreu por meio de dois furos realizados a 5cm acima do piso e um a 7cm, sendo dois locados a 5cm de distância da porta e o outro a 3cm da Parede fria, conforme Figura 22a.

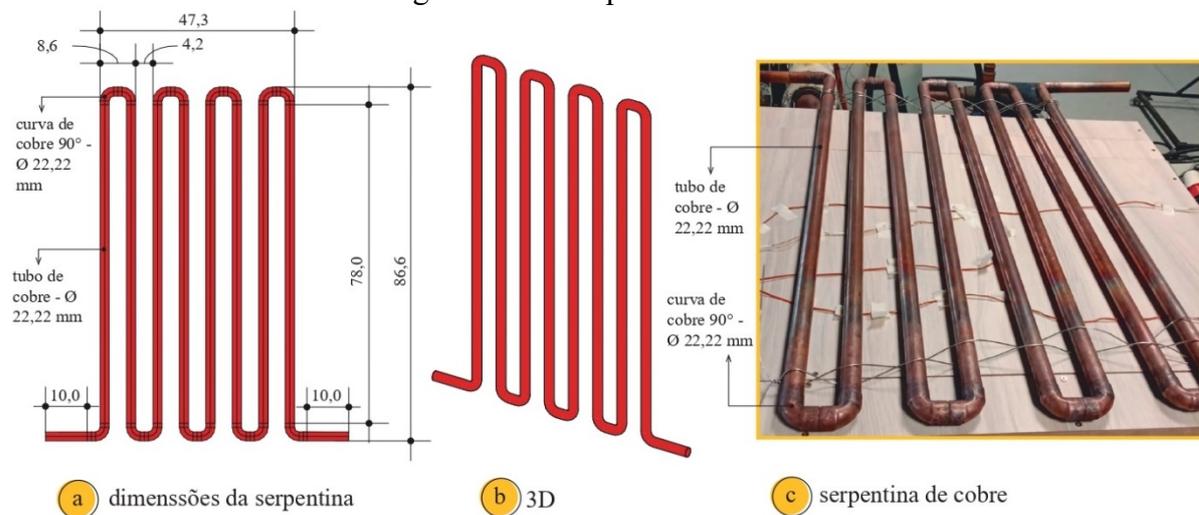
Figura 22 - Furos de entrada dos termopares e varais de instalação dos sensores no ar



### 3.2.2 Manufatura do dispositivo de cobre

Após a produção do módulo, dedicou-se a fabricação do dispositivo de cobre, que simulou a seção evaporadora de um termossifão bifásico em circuito no interior do célula teste, esta aconteceu nas dependências do Laboratório de Tubos de Calor (Labtucal) da UFSC. O conjunto possuiu o formato de uma serpentina, conforme ilustrado na Figura 23. Sendo está composta por 8 tubos de cobre de 78cm de comprimento e 2 tubos de cobre de 10cm de extensão, ambos com 22,22mm (7/8) de diâmetro externo e parede de 0,79mm (1/32). As 10 peças foram cortadas com o auxílio de uma máquina de corte com jato d'água. Além disso, também foram utilizadas 16 curvas de cobre de 90° com o mesmo diâmetro dos tubos para formação do circuito. Na sequência os tubos foram unidos as curvas e brasados.

Figura 23 - O dispositivo de cobre



Em relação ao processo de brasagem, este aconteceu em conjunto com a limpeza dos tubos, com o propósito de garantir adequada junção e estanqueidade ao protótipo, uma vez que as superfícies a serem unidas devem estar livres de quaisquer particulados, óxidos e gorduras. Desse modo, a limpeza interna de todos os elementos do dispositivo foi feita utilizando-se num primeiro momento de acetona pura, após de ácido sulfúrico 10% e, por fim, enxaguadas com água. Já as superfícies externas foram limpas com o auxílio de uma esponja e sabão neutro, ácido sulfúrico 10%, e enxaguadas ao final deste processo. Vale salientar que a cada brasagem realizada, o método de limpeza apresentado era repetido, com a finalidade de promover a qualidade de união entre as peças.

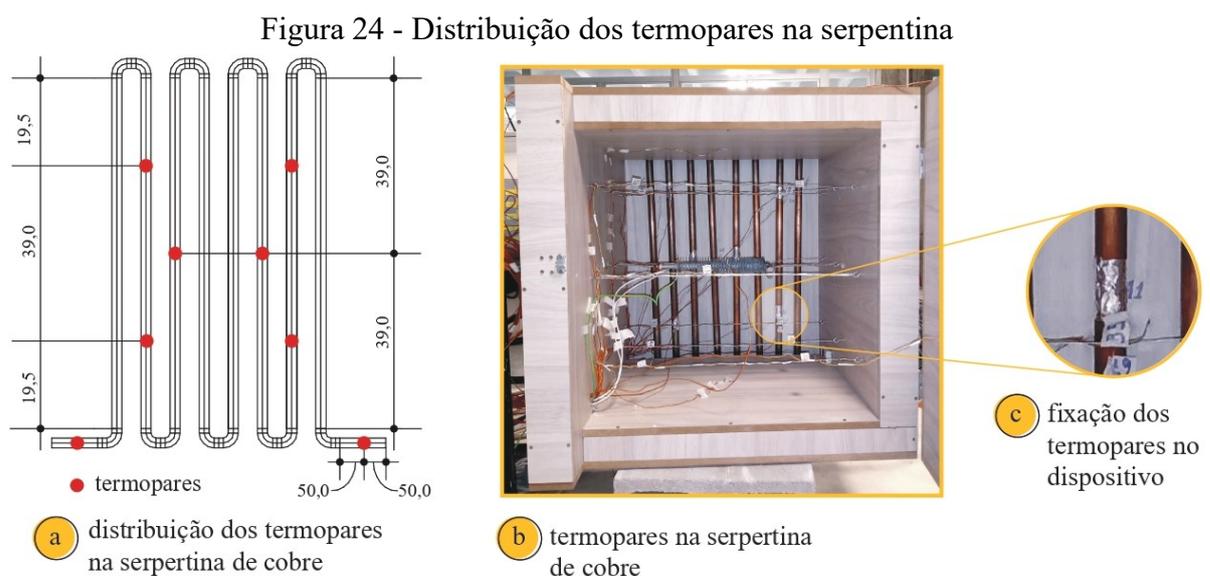
Com a montagem da serpentina concluída, foi inserido em seu interior uma solução de ácido, com a intenção de limpar o mesmo internamente de possíveis oxidações no processo da soldagem. Em seguida, o protótipo foi submetido a lavagem com água corrente e secado com uma pistola térmica e bomba a vácuo.

A verificação de estanqueidade da serpentina ocorreu como última etapa do procedimento de manufatura do dispositivo. O método foi realizado com o auxílio de um detector de vazamentos modelo Spectron 5000 de marca Edwards®, este aparelho identifica a presença de pequenas quantidades mássicas de hélio. Ressalta-se que este equipamento é muito sensível e não permite a presença de vapores ou gases não-condensáveis, por isso, um pré-vácuo com pressões de  $10^{-3}$  mbar foi realizado na serpentina, através de uma bomba de anel líquido, que permite concentrações de vapores, e só assim, realizou-se a análise de estanqueidade.

Assim sendo, a verificação de estanqueidade é caracterizada em evacuar o protótipo e aplicar hélio através de uma pistola, nas superfícies externas onde ocorreram a brasagem. Dessa maneira, quaisquer rachaduras ou orifícios, possibilitará a penetração do elemento (hélio), que será por sua vez detectado pelo equipamento, indicando a presença de vazamento. É importante destacar que nesta pesquisa não testou-se um termossifão real, dessa maneira, as presenças de porosidades foram admitidas na serpentina, em contrapartida outras patologias foram verificadas, mas não detectadas.

A aferição das temperaturas no dispositivo foi feita por meio de 8 termopares tipo K, também da fabricante Omega®. Assim como os outros sensores empregados no módulo experimental, estes foram produzidos com o mesmo comprimento como objetivo de reduzir os erros nas medições. A calibração dos termopares utilizados no dispositivo pode ser averiguada no Apêndice C.

Com relação a distribuição dos termopares na serpentina, esta é apresentada na Figura 24. Foram empregados 8 sensores no decorrer do protótipo, onde, dois foram locados na entrada e saída do dispositivo, que simulou a seção evaporadora. Outros dois instalados nos tubos de número 3 e 6 (da esquerda para direita da Figura 24a), posicionados no centro dos tubos. Já os quatro sensores restantes foram empregados nos tubos de número 2 e 7, onde, cada tubo recebeu 2 termopares, situados no ponto médio do ponto central as extremidades da serpentina. A fixação dos termopares ocorreu através de uma fita metálica, como pode ser observado na Figura 24c.

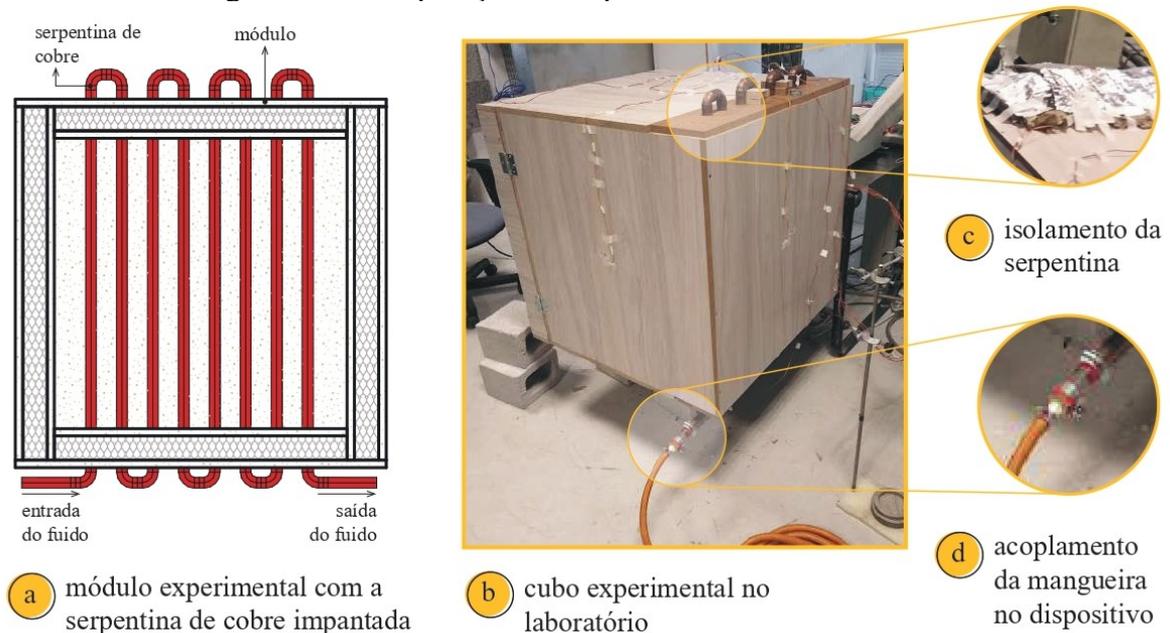


Para completar a fabricação total do protótipo experimental, teve-se a implantação da serpentina no interior do módulo. Em um primeiro momento, com o intermédio de uma máquina

de corte com jato d'água foi realizado o corte de duas chapas de madeira pinho com 7,5 de largura, 60cm de comprimento e 8 furos centrais de 25mm de diâmetro, formando pentes que posteriormente permitiram a acomodação do dispositivo na célula teste, além de vedar o vão deixado na etapa de manufatura do módulo. As placas de madeira foram lavadas em água corrente e secadas através de uma pistola de bomba a vácuo.

Na Figura 25 é ilustrada a implantação da serpentina na célula teste. Para que isto acontecesse, os pentes de madeira fabricados anteriormente foram fixados com auxílio de parafusos e uma parafusadeira elétrica, tanto na cobertura quanto no piso, finalizando o acabamento do módulo. Para evitar a troca térmica da serpentina de cobre com o ambiente externo ao protótipo experimental, instalou-se uma manta de fibra de cerâmica Durablanket® B6 da fabricante Unifrax (Figura 25c), isolando termicamente as superfícies do dispositivo fora da caixa. Para finalizar a manufatura, na entrada e saída do dispositivo foram instaladas conexões para posteriormente receber mangueiras flexíveis para gás, que possibilitaram a circulação de água no interior do da serpentina, a fim de absorver o calor no interior a célula.

Figura 25 - Incorporação da serpentina de cobre no módulo



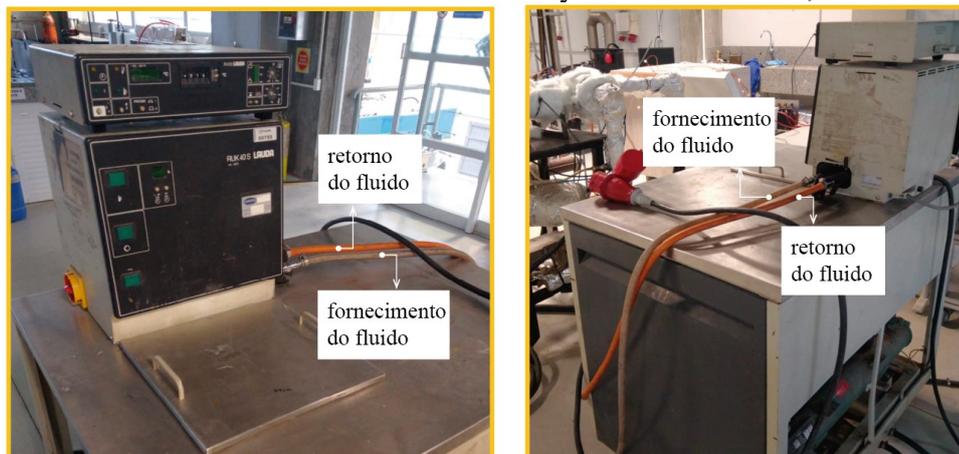
Na locação do módulo no laboratório onde foram realizados os testes, optou-se por deslocá-lo do chão, com o intuito de possibilitar o manuseio dos instrumentos em seu interior de maneira mais acessível e dinâmica, além de evitar a interferência de trocas térmicas por condução no piso. Assim sendo, conforme ilustrado na Figura 25b, 6 tijolos de concreto (14x19x14cm) foram posicionados estrategicamente para receber a célula teste, com o propósito de deixá-lo suspenso a uma altura de 28cm do chão.

### 3.2.3 Aparato experimental

Além dos equipamentos já descritos nas seções anteriores - módulo, serpentina de cobre e os sensores de medição de temperatura (termopares) - foram ainda empregados outros instrumentos na formação da bancada de testes. Inclui-se então ao aparato experimental, um Banho termostático modelo *Ultra-Kryomat*® RUK 40 S, fabricante Lauda (Figura 26), para fornecimento do fluido com temperatura controlada, que circulou no interior do dispositivo de cobre, com o objetivo de capturar o calor contido no módulo. Para este estudo, a água deionizada foi selecionada como fluido de trabalho.

A conexão entre o banho térmico e a serpentina ocorreu por meio de duas mangueiras, que proporcionaram a circulação de água no interior dos tubos de cobre. A mangueira de cor cinza (Figura 26) foi ligada na entrada do dispositivo para fornecimento do fluido e a mangueira de cor laranja (Figura 26) na saída, que permite o retorno da água ao banho termostático, formando assim, um circuito térmico.

Figura 26 - Banho termostático modelo Ultra-Kryomat® RUK 40 S, fabricante Lauda



Portanto, o banho termostático de temperatura controlada, atuou como a seção condensadora de um termossifão bifásico em circuito, onde, o calor absorvido pela serpentina (seção evaporadora) foi conduzido e dissipado para fora da célula teste através da corrente de água que fluiu no sistema proposto (dispositivo de cobre) devido a convecção natural.

Na Figura 27 é possível observar os equipamentos empregados para o fornecimento de calor no núcleo da célula teste, onde, foram utilizados uma fonte de alimentação CC, marca *Heinzinger*® PTN 125-10 (Figura 27a), conectada a um dissipador de calor aletado de alumínio (resistência elétrica), ver Figura 27b. Este último instrumento possuiu 35 cm de comprimento, 5,2 cm de largura, 3,5 cm de altura, e 32 aletas de 0,5mm de espessura espaçadas entre si no

corpo do liberador de calor. A fixação do dissipador no interior do módulo se deu pelos variaais produzidos no processo de fabricação do módulo, sendo este locada no centro da célula teste.

Figura 27 - (a) *Display* da fonte de potência Heinzinger PTN 125-10 e (b) dissipador de calor aletado de alumínio



a fonte de alimentação CC, marca Heinzinger® PTN 125-10



b dissipador de calor aletado de alumínio

Como pode ser observado no *display* da fonte de energia, a potência dissipada no interior do módulo experimental pela resistência elétrica é determinada pela multiplicação entre a tensão  $U$  (V) e a corrente  $i$  (A), expressa na Equação 31, que segue.

$$Q = Ui \quad (31)$$

Posto isto, na Tabela 4 é apresentada as tensões e correntes utilizadas nos testes realizados no módulo experimental.

Tabela 4 – Tensões e correntes utilizadas para realização dos testes

Tensão (V)	Corrente (A)	Potência (W)
24.2	0.62	15
27.4	0.73	20
30.5	0.82	25

Completando a banca experimental, um sistema de aquisição de dados da *National Instruments*®, modelo NI cDAQ-9178 (Figura 28), foi empregado na pesquisa, onde, usou-se para registrar as leituras de temperatura coletadas pelos termopares num intervalo de 30 segundos. Além disso, um computador de marca HP modelo SK-2800 (Figura 28), instalado com o *software* LabVIEW® foi utilizado para captação dos dados emitidos pelos sensores ao final de cada experimento realizado.

Figura 28 - Sistema de aquisição de dados e computador utilizados na pesquisa



Por fim, adotaram-se dois registradores Termo-Higrômetro digital com data logger da marca Onset HOBO® UX100-003, para medição de temperatura e umidade relativa do ar. Segundo o fabricante do equipamento, seu sensor de temperatura e umidade possui precisão de 0,21 °C e 3,5%, respectivamente. Um dos registradores foi colocado no interior do módulo experimental, e o segundo instalado no ambiente externo à célula, mas especificamente a 1m.

Na Figura 29, está apresentada a bancada com todos os equipamentos e aparatos experimentais descritos nessa seção, empregados para obtenção dos resultados da pesquisa em questão.

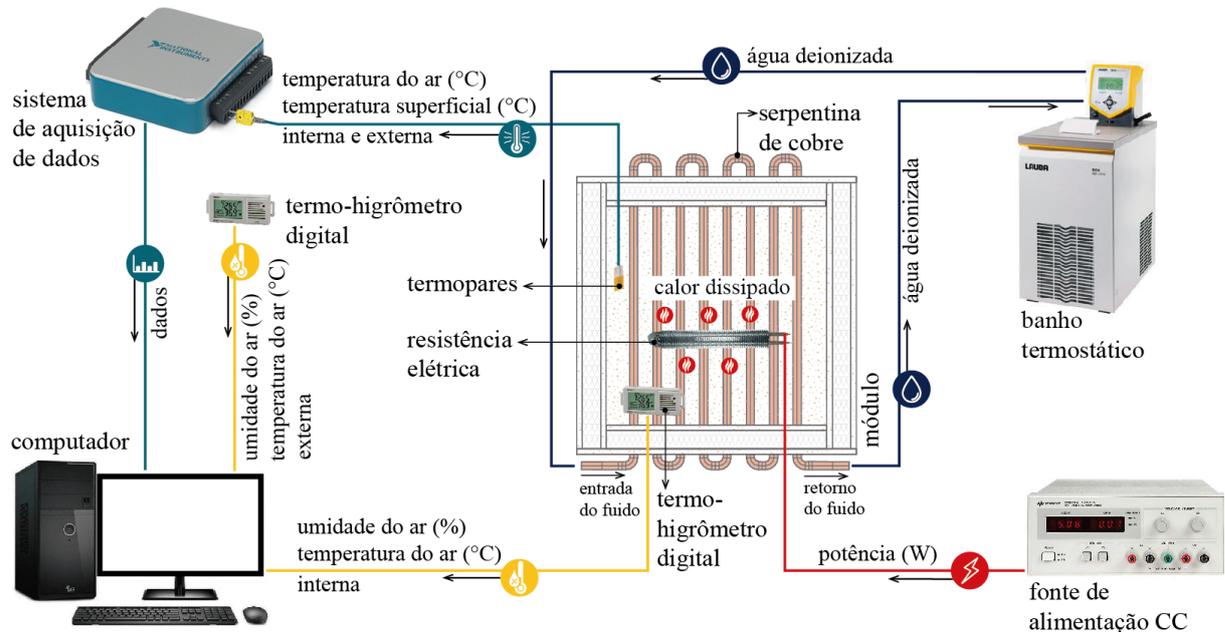
Figura 29 - Bancada experimental completa



### 3.2.4 Metodologia de testes

Sabendo-se então dos equipamentos utilizados para realização dos experimentos, na Figura 30 é apresentada a dinâmica empregada para obtenção dos resultados.

Figura 30 - Representação da dinâmica experimental



Nesse cenário, os testes foram executados seguindo o fluxo de trabalho apresentado acima, onde, a Fonte de Alimentação CC fornece dada potência no interior do módulo experimental, sendo esta dissipada pela resistência elétrica. O calor concedido é absorvido pela serpentina de cobre acoplada ao Banho termostático que possibilita a circulação de água deionizada com temperatura controlada no núcleo dos tubos. Os termopares instalados as superfícies internas, externas e no interior da célula teste, bem como nas paredes externas de seção de evaporação representativa, captam as temperaturas.

Na sequência os resultados foram obtidos pelo sistema de aquisição de dados que transmitiu as informações para o computador e, por sua vez, importou-se os dados ao *software* LabVIEW, que posteriormente foram transferidos para o Excel, registrando-se assim os resultados. Bem como os sensores de temperatura, os Termo-Higrômetros digitais, registram as temperaturas e umidade relativa do ar interna e externa ao módulo, onde, a leitura dessas informações ocorreram através de um cabo USB para o computador instalado com *software* HOBOWare. Esses resultados também foram exportados para o Excel e, por fim, os dados foram tratados e gerados gráficos para apresentação no capítulo 4, deste trabalho.

Dessa maneira, a fim de atingir o objetivo principal deste trabalho, no qual pretende-se avaliar o potencial de resfriamento passivo de termossifões bifásicos em ambientes internos,

definiu-se como parâmetros variados e investigados na bancada experimental: (1) a temperatura da água deionizada do banho termostático que circulou na serpentina de cobre, onde, em condições reais representaria a temperatura do ar externo a edificação sendo este condensado pela seção condensadora e na sequência vaporizado pela evaporadora no interior do módulo; e (2) a potência dissipada resistência elétrica aletada, onde esta reproduz a carga térmica no interior do modelo.

Nesse contexto, dois dados de entrada são empregados para esta investigação: (1) a carga térmica, proporcionada pela potência dissipada; e (2) a temperatura prescrita ao longo do comprimento dos tubos de cobre, relativa a temperatura da água deionizada do banho termostático. Os valores deste último parâmetro foram baseados nos dados estabelecidos na simulação analítica para as temperaturas do ar externo ao módulo experimental. Já com relação a carga térmica, num primeiro momento a carga máxima interna de 25W (também estipulada no item 3.1 deste estudo), foi testada experimentalmente a fim de se visualizar o a temperatura atingida em regime permanente. Notou-se então que o valor encontrado no teste seria representativo para um ambiente interno na estação de verão, desse modo, três escalas decrescentes de 5W foram definidas para realização dos Ensaiois.

Tais variáveis relacionaram entre si, o que resultou em 9 Ensaiois experimentais, portanto, a Tabela 5 exemplifica a variação dos parâmetros. Através dos testes obteve-se como principais dados de saída as temperaturas do ar interno, as temperaturas superficiais internas do modelo e da serpentina de cobre, além da umidade relativa do ar interna.

Tabela 5 - Variações dos testes a serem realizados

Teste	Temperatura da água deionizada do banho termostático (Temperatura da serpentina de cobre)	Potência (Carga térmica)
E1	22 °C	25 W
E2	19 °C	
E3	16 °C	
E4	22 °C	20 W
E5	19 °C	
E6	16 °C	
E7	22 °C	15 W
E8	19 °C	
E9	16 °C	

Os experimentos foram realizados em uma sala do Laboratório de Tubos de Calor na UFSC, em condições estáveis, controlando a temperatura interna do ambiente por aparelhos de ar condicionado a 22°C. Os testes se deram em dois momentos, na primeira etapa (Teste Referência - TR), buscou-se representar um ambiente com temperatura constante (regime permanente), desse modo, apenas a fonte de alimentação CC foi ligada, transmitindo o calor ao interior do módulo. Assim, nas primeiras 15h apenas o dissipador ficou ligado, essa quantidade de tempo foi estabelecida considerando a variação de temperatura em 30min. de 1%.

Na sequência, segunda etapa (Teste Experimental - TE), além da Fonte de calor, o Banho termostático também foi acionado e a circulação de água no interior dos tubos de cobre iniciou-se, capturando o calor no interior da célula teste. Esse procedimento permaneceu por 5h, no qual totalizou 20h para cada ensaio realizado. Ao fim dos testes, os dados foram capturados e tratados. Este procedimento é repetido para as nove variações estabelecidas, gerando assim, os resultados desta pesquisa.

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1 Simulação analítica

A apresentação dos resultados desta etapa obedece a ordem de simulação listada no item 3.1.5 da metodologia, que tange sobre o processamento das simulações analíticas.

**1. Número de tubos:** foram realizadas simulações variando-se o número de tubos da seção condensadora e evaporadora (6, 8, 10 e 12) e diferenciando o  $\Delta T$  (1, 4 e 7 °C), nos quais obteve-se o total de 12 simulações.

**2. Adição das aletas:** são acrescentadas as aletas anulares e planas aos tubos das sessões condensadoras e evaporadoras, respectivamente, a fim de elevar a área de transferência de calor e diminuir os coeficientes convectivos internos e externos ao módulo, realizando-se 26 testes.

**3. Acréscimo de condensadores:** a partir dos resultados da etapa anterior, foram adicionados três tubos aletados a mais à seção condensadora, nos testes que não obtiveram coeficientes convectivos menor ou igual a 25W/(m<sup>2</sup>K).

Os resultados foram coletados e organizados em tabelas, onde os coeficientes convectivos externos de 5, 10, 20, 25, 50 e 100 W/(m<sup>2</sup>K) foram fixados, com o intuito de se obter os resultados de coeficientes convectivos internos inferiores ou iguais a 25W/(m<sup>2</sup>K) para uma carga térmica total de 25W.

#### 4.1.1 Coeficientes de Transferência de calor

As Tabelas de 6 a 11 contêm os resultados de coeficientes de transferência de calor interno ( $h_{int}$ ), correspondentes a determinados coeficientes externos para uma carga térmica de 25W. Nos testes apresentados na Tabela 6, optou-se pela mudança do número de tubos (6, 8, 10 e 12), tanto para os condensadores quanto evaporadores, além da variação do  $\Delta T$ , que representa a diferença entre a temperatura do ar interno (determinada como uma constante a ser atingida de 23 °C) e a temperatura do ar externo (admitida, para estas simulações, em 16, 19 e 22°C, que correspondem ao  $\Delta T$  de 7, 4 e 1 °C, respectivamente).

Nesse cenário, pode-se observar nos dados da Tabela 6, marcados em azul, que em apenas seis situações obteve-se coeficientes convectivos inferiores a 25W/(m<sup>2</sup>K), para o interior e exterior do módulo em simultâneo, alcançados apenas nas situações com  $\Delta T$  7, para os testes com 8, 10 e 12 tubos. Nas demais ocasiões, nenhuma combinação conseguiu alcançar o objetivo de retirar o calor interno para atingir uma constante de temperatura interna a 23°C, utilizando-se de coeficientes convectivos naturais para o interior e exterior. Entretanto, em alguns testes, destacados em amarelo, como o T11, com o coeficiente externo de 25 W/(m<sup>2</sup>K), nota-se um

resultado relevante e próximo ao critério determinado. Outro fator importante a ser ponderado nesta avaliação é a obtenção de  $h_{int}$  abaixo de  $25\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ , quando os  $h_{ext}$  apresentam-se com 50 e  $100\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ . Dessa maneira, percebe-se o potencial do dispositivo; porém, apenas com a instalação dos tubos no módulo, não se torna possível retirar a carga térmica estabelecida e manter a temperatura interna constante a  $23\text{ }^\circ\text{C}$  com o uso de coeficientes  $\leq 25\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ .

Tabela 6 - Resultados de  $h_{int}$  variando-se o  $\Delta T$  (1, 4 e  $7\text{ }^\circ\text{C}$ ) e número de tubos (6, 8, 10 e 12)

		Coeficiente de transferência de calor interno ( $h_{int}$ ) $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$					
		$h_{ext}=5$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	$h_{ext}=10$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	$h_{ext}=20$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	$h_{ext}=25$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	$h_{ext}=50$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	$h_{ext}=100$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$
6 tubos	T1 - $\Delta T$ : 1	-	-	-	-	-	-
	T2 - $\Delta T$ : 4	-	-	-	-	50,6	33,5
	T3 - $\Delta T$ : 7	-	-	50,7	33,6	20,1	16,4
8 tubos	T4 - $\Delta T$ : 1	-	-	-	-	-	348
	T5 - $\Delta T$ : 4	-	-	327	76,1	30,1	22,5
	T6 - $\Delta T$ : 7	-	-	23,1	18,7	13,6	11,9
10 tubos	T7 - $\Delta T$ : 1	-	-	-	-	-	161
	T8 - $\Delta T$ : 4	-	-	60,8	37,3	21,3	17,3
	T9 - $\Delta T$ : 7	-	60	15	13,1	10,3	9,34
12 tubos	T10 - $\Delta T$ : 1	-	-	-	-	-	103
	T11 - $\Delta T$ : 4	-	-	33,4	25,1	16,7	14,2
	T12 - $\Delta T$ : 7	-	25,2	10,9	9,84	8,23	7,43

Posto isto, foram realizadas mais 9 simulações, nas quais, adicionaram-se 30 aletas anulares ao condensador, e 4 aletas planas ao evaporador, com a intenção de aumentar as superfícies de transferência de calor do conjunto. Entretanto, visto a largura das aletas planas e o diâmetro das aletas anulares, as variações do número de tubos foram alteradas para 5, 6 e 7, enquanto as dos  $\Delta T$  foram mantidas.

A partir da Tabela 7, percebe-se que o acréscimo das aletas desencadeou uma melhora significativa em relação aos resultados anteriores. Nos testes T18 e T21, por exemplo, foram coletados resultados de coeficientes convectivos internos e externos inferiores a  $25\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ . Contudo, observa-se que nos demais casos, quando os coeficientes externos são menores que  $10\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ , não é possível manter a temperatura interna a  $23\text{ }^\circ\text{C}$ . Já para as simulações com  $\Delta T\ 4\text{ }^\circ\text{C}$ , os coeficientes convectivos externos acima de  $10\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ , mostraram-se consideráveis para os critérios definidos. Outro aspecto importante a ser salientado, é que, assim como as combinações anteriores, quando os  $h_{ext}$  apresentam-se de 50 e  $100\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ , são adquiridos resultados inferiores a  $25\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ , em quase todas simulações realizadas.

Tabela 7 - Resultados de  $h_{int}$  fixando-se 30 aletas anulares e 4 planas, e variando-se o  $\Delta T$  (1, 4 e 7) e número de tubos (5, 6 e 7)

		Coeficiente de transferência de calor interno ( $h_{int}$ ) W/(m <sup>2</sup> K) x Taxa de Calor W						
		$h_{ext}=5$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=10$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=20$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=25$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=50$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=100$ W/(m <sup>2</sup> K)	
30 anulares e 4 planas	5 tubos	T13 - $\Delta T$ : 1	-	-	-	-	204	45,8
		T14 - $\Delta T$ : 4	-	75,3	10,5	8,9	6,86	6,14
		T15 - $\Delta T$ : 7	-	6,51	4,91	3,43	3,48	3,28
	6 tubos	T16 - $\Delta T$ : 1	-	-	-	-	70,2	31,9
		T17 - $\Delta T$ : 4	-	19,8	7,47	6,59	5,45	4,97
		T18 - $\Delta T$ : 7	18,3	4,58	3,33	3,15	2,84	2,7
	7 tubos	T19 - $\Delta T$ : 1	-	-	-	-	42,5	24,7
		T20 - $\Delta T$ : 4	-	11,3	5,87	5,31	4,53	4,17
		T21 - $\Delta T$ : 7	8,33	3,5	2,73	2,59	2,37	2,25

Conforme a Tabela 7, exibida anteriormente, obteve-se resultados relevantes para  $\Delta T$  de 7, com 6 e 7 tubos. Neste sentido, portanto, optou-se por descartar estas combinações nas próximas simulações, uma vez que, já correspondiam aos critérios determinados. Assim sendo, apresenta-se na Tabela 8 os resultados de  $h_{int}$ , com as mesmas combinações realizadas na Tabela 7, entretanto, foram acrescentadas mais 15 aletas anulares ao condensador e 4 planas ao evaporador, totalizando 45 e 8 aletas, respectivamente. Do mesmo modo que as simulações anteriores, os resultados para  $\Delta T$  1 não conseguiram alcançar o critério estabelecido; contudo, com coeficiente externo acima de 50 W/(m<sup>2</sup>K), nota-se resultados inferiores a 25 W/(m<sup>2</sup>K) para  $h_{int}$ , quando se admite a instalação de 5, 6 ou 7 tubos aletados. No T24, em todos os  $h_{ext}$  avaliados, pode-se ter  $h_{int}$  inferiores a 25 W/(m<sup>2</sup>K).

Tabela 8 - Resultados de  $h_{int}$  fixando-se 45 aletas anulares e 8 planas, e variando-se o  $\Delta T$  (1, 4 e 7) e número de tubos (5, 6 e 7)

		Coeficiente de transferência de calor interno ( $h_{int}$ ) W/(m <sup>2</sup> K) x Taxa de Calor W						
		$h_{ext}=5$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=10$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=20$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=25$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=50$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=100$ W/(m <sup>2</sup> K)	
45 anulares e 8 planas	5 tubos	T22 - $\Delta T$ : 1	-	-	-	-	38,3	20,4
		T23 - $\Delta T$ : 4	-	9,87	4,66	4,18	3,56	3,23
		T24 - $\Delta T$ : 7	7,54	2,82	2,13	2,03	1,85	1,78
	6 tubos	T25 - $\Delta T$ : 1	-	-	-	-	23,2	15,1
		T26 - $\Delta T$ : 4	-	5,87	3,54	3,28	2,83	2,65
	7 tubos	T27 - $\Delta T$ : 1	-	-	-	67	16,3	11,9
		T28 - $\Delta T$ : 4	80,1	4,21	2,84	2,66	2,68	2,23

Nota-se ainda, nos testes com  $\Delta T$  4, que o critério definido não foi alcançado apenas para o  $h_{ext}$  de 5 W/(m<sup>2</sup>K). Nesse cenário, faz-se importante destacar que autores presentes na literatura, como Wang *et al.* (2018) e Yu *et al.* (2021), empregam a combinação de 20 W/(m<sup>2</sup>K) para coeficientes externos e 10 W/(m<sup>2</sup>K) para internos em estudos de transferência de calor em ambientes com convecção natural, o que evidencia o potencial passivo do sistema, visto os resultados apresentados na Tabela supracitada.

Na Tabela 9, foram realizados 6 testes, acrescentando aletas anulares e planas aos tubos, que totalizaram 60 e 16 aletas, respectivamente. Nota-se, que com a adição das aletas, as simulações T32 e T34 se mostraram positivas para todos os coeficientes externos avaliados, correspondendo ao coeficiente indicado por Incropera *et al.* (2012), para a utilização da convecção natural, tanto para 6 e 7 tubos aletados. Já para as simulações T30 e T33, com coeficientes externos de 20 e 25 W/(m<sup>2</sup>K), pode-se alcançar  $h_{int} \leq 20$  W/(m<sup>2</sup>K). Enquanto, mais uma vez, os resultados para  $\Delta T$  1, com 5 e 6 tubos ainda não atingiram o critério definido.

Tabela 9 - Resultados de  $h_{int}$  fixando-se 60 aletas anulares e 16 planas, e variando-se o  $\Delta T$  (1, 4 e 7) e número de tubos (5, 6 e 7)

		Coeficiente de transferência de calor interno ( $h_{int}$ ) W/(m <sup>2</sup> K) x Taxa de Calor W						
		$h_{ext}=5$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=10$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=20$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=25$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=50$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=100$ W/(m <sup>2</sup> K)	
60 anulares e 16 planas	5 tubos	T29 - $\Delta T$ : 1	-	-	-	826	14,3	9,47
		T30 - $\Delta T$ : 4	-	3,58	2,22	2,04	1,8	1,69
	6 tubos	T31 - $\Delta T$ : 1	-	-	-	29,09	9,85	7,08
		T32 - $\Delta T$ : 4	14,6	2,47	1,73	1,64	1,46	1,38
	7 tubos	T33 - $\Delta T$ : 1	-	-	31,7	15,2	7,94	5,84
		T34 - $\Delta T$ : 4	5,02	1,84	1,42	1,34	1,21	1,15

Em consonância com o processo de simulação determinado no item 3.1.4 da metodologia, as próximas simulações foram feitas considerando apenas os testes que não corresponderam o critério definido, onde busca-se analisar a quantidade de tubos necessárias para alcançar coeficientes convectivos internos e externos inferiores a 25 W/(m<sup>2</sup>K), para manutenção do ambiente interno a 23 °C, com uma carga térmica total de 25W.

Na Tabela 10, apresentam-se as simulações realizadas com 90 aletas anulares e 24 planas, entretanto, apenas T36 ( $\Delta T$  de 5 e 4 tubos) conseguiram alcançar o critério determinado para todos os  $h_{ext}$  empregados. Observa-se ainda, que em todos os casos para  $\Delta T$  1 °C, os coeficientes externos de 5 e 10W/(m<sup>2</sup>K) são a situação mais crítica entre as coletadas, não sendo

possível determinar coeficientes convectivos internos capazes de manter a temperatura interna ao módulo a 23°C. Contudo, com coeficientes externos de 20 e 25 W/(m<sup>2</sup>K), todas as simulações tiveram resultados positivos para o critério definido. E, quando verificado o coeficiente externo de 50 e 100 W/(m<sup>2</sup>K), o  $h_{int}$  tende a reduzir ainda mais para  $\Delta T$  1 °C.

Tabela 10 - Resultados de  $h_{int}$  fixando-se 90 aletas anulares e 24 planas, e variando-se o  $\Delta T$  (1 e 4) e número de tubos (5, 6 e 7)

		Coeficiente de transferência de calor interno ( $h_{int}$ ) W/(m <sup>2</sup> K) x Taxa de Calor W					
		$h_{ext}=5$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=10$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=20$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=25$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=50$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=100$ W/(m <sup>2</sup> K)
90 anulares e 24 planas	T35 - 5 tubos - $\Delta T$ : 1	-	-	31,9	14,9	7,13	5,66
	T36 - 5 tubos - $\Delta T$ : 4	4,65	1,78	1,33	1,29	1,17	1,11
	T37 - 6 tubos - $\Delta T$ : 1	-	-	12,6	8,68	5,46	4,37
	T38 - 7 tubos - $\Delta T$ : 1	-	-	7,82	6,12	4,25	3,66

Nesta última etapa de simulação, os testes T35, T36 e T38 foram realizados novamente, porém, com a adição de mais três tubos aletados a seção condensadora (vale ressaltar que se permite tal situação por esta seção se encontrar no ambiente externo). Neste contexto, percebe-se que em todos os testes, os coeficientes convectivos externos acima de 20 W/(m<sup>2</sup>K) apresentaram  $h_{int}$  abaixo de 10 W/(m<sup>2</sup>K); resultados relevantes e que enfatizam a aplicação do sistema, mesmo em pequenas diferenças de temperatura entre os ambientes internos e externos de simulação.

Tabela 11 - Resultados de  $h_{int}$  fixando-se 90 aletas anulares, 24 planas e o  $\Delta T$  (1), variando o número de tubos no evaporador.

		Coeficiente de transferência de calor interno ( $h_{int}$ ) W/(m <sup>2</sup> K)					
		$h_{ext}=5$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=10$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=20$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=25$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=50$ W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{ext}=100$ W/(m <sup>2</sup> K)
90 anulares e 24 planas	T39 - 5 evap. 8 cond. - $\Delta T$ : 1	-	-	9,42	7,77	5,77	5,08
	T40 - 6 evap. e 9 cond. - $\Delta T$ : 1	-	36,8	6,83	5,81	4,56	4,05
	T41 - 7 evap. e 10 - $\Delta T$ : 1	-	15,8	5,32	4,68	3,79	3,38

Porém, quando comparado estes mesmos testes, sem o acréscimo de tubos na seção condensadora (Tabela 11), nota-se pouca alteração dos coeficientes convectivos internos, se

avaliados os  $h_{ext}$  de 50 e 100 W/(m<sup>2</sup>K); em contrapartida, para os  $h_{ext}$  abaixo de 25 W/(m<sup>2</sup>K), apresenta-se uma melhor redução para os  $h_{int}$ . Faz-se importante destacar que, mesmo com o acréscimo de mais tubos aletados na condensadora, não se obteve o critério determinado, para todos os coeficientes externos simulados. Contudo, como já mencionado, tais resultados não inviabilizam a continuidade da pesquisa, visto que se demonstram promissores e usuais por outros autores na literatura.

Portanto, considerando os resultados expostos nessa secção, pode-se concluir que o conjunto de termossifão mostra-se capaz de extrair calor de um ambiente de forma passiva, utilizando de coeficientes convectivos  $\leq 25$  W/(m<sup>2</sup>K). Vale salientar que em situações onde o  $\Delta T$  é igual a 1 °C, observa-se certa dificuldade da estratégia proposta, necessitando elevar o número de tubos aletados para alcançar o objetivo, principalmente quando os coeficientes convectivos externos são menores ou iguais a 10 W/(m<sup>2</sup>K).

Entretanto, nestes mesmos casos, quando tem-se coeficientes externos acima de  $\leq 20$  W/(m<sup>2</sup>K), os resultados para  $h_{int}$  são inferiores a 25 W/(m<sup>2</sup>K) com a aplicação de tubos aletados, o que atesta que a adição de superfícies aos tubos é uma estratégia importante para redução de coeficientes convectivos. Por fim, também se faz importante mencionar, que mesmo com alguns resultados não atingidos, não se descarta que há uma redução da temperatura interna da célula testada; tais resultados apenas demonstram que em alguns ensaios não é possível manter a temperatura interna a 23°C.

Desse modo, a fim de minimizar a grande demanda de material para manufatura do dispositivo, além de permitir a realização de testes com valores de  $\Delta T$  próximos ou iguais a 1, tem-se como sugestão para segunda etapa deste trabalho, quatro soluções: (1) aumentar os coeficientes externos, a partir da utilização de líquidos como convecção natural; (2) criar um sistema passivo de circulação de ar interno, para que este não fique estagnado durante o processo de funcionamento do sistema, possibilitando melhor desempenho do conjunto para situações críticas, como  $\Delta T$  de 1; (3) propor sistemas alternativos para a região condensadora, uma vez que esta permite mais possibilidade de arranjos e trabalhabilidade por estar locada no ambiente exterior da célula teste; e/ou (4) estudar, experimentalmente, o comportamento do dispositivo no interior do módulo a partir da imposição de temperaturas prescritas no decorrer de seu comprimento, uma vez que em condições reais, o termossifão apresenta condutividade térmica efetiva e, tal analogia permite mais possibilidades de variações e menos tempo de aplicação.

## 4.2 Bancada Experimental

Neste Item são apresentados os resultados referentes a Banca Experimental (Etapa II), realizados no Labtucal-UFSC. Para a obtenção destes, foram feitos 9 ensaios, variando-se a potência (carga térmica interna) e a temperatura da água deionizada do banho termostático, que representa a temperatura prescrita no comprimento dos tubos de cobre. Estes testes foram executados a fim de se atingir o objetivo principal desta pesquisa, no qual pretende-se avaliar experimentalmente o potencial de um termosifão bifásico em contato com a envoltória vertical de um módulo como uma estratégia de resfriamento passivo para ambientes internos.

Na Tabela 12 são caracterizadas as médias das principais variáveis aferidas nos ensaios, sendo elas: Temperatura do ar interno ao módulo ( $T_{in}$ ), Temperatura da Superfície interna da Parede Fria ( $T_{iscw}$ ), Temperatura da Superfície interna da Parede Oposta a parede fria ( $T_{isow}$ ), Temperatura da Superfície externa da Parede Fria ( $T_{oscw}$ ), Temperatura da Superfície externa da Parede Oposta a parede fria ( $T_{osow}$ ), Umidade relativa do ar interna à célula teste ( $UR_{in}$ ), Temperatura do ar externo ( $T_{out}$ ), e Temperatura da superfície externa da serpentina de cobre ( $T_{cc}$ ).

Tais parâmetros coletados são divididos em três categorias: (1) Variáveis dos Testes de Referência - TR, (2) Variáveis dos Testes Experimental - TE, e (3) Variáveis Controladas. Para a determinação da média das variáveis de TR, foram usados os dados após a variação da temperatura do ar interno se encontrar inferior a 1% no intervalo de 30min, a fim de se simular um ambiente com temperatura estável (regime permanente), sendo a média feita considerando as últimas 5h dos testes de referência. Já para obtenção das médias de TE, estas foram geradas a partir da média de temperatura levando em conta o tempo total para realização dos Testes Experimentais. No que diz respeito as Variáveis controladas, a média da  $T_{out}$  foi calculada por meio dos dados coletados nas 20h de teste, enquanto a média da  $T_{cc}$  foi obtida tomando como base as 5h em que o banho termostático permaneceu ligado.

Além dos parâmetros supracitados, na Tabela 12 é apresentado o nível de confiança da média de tais aferições (erro padrão). Por fim, é ainda possível observar a Taxa de Resfriamento  $C_r$  ( $^{\circ}\text{C}/\text{h}$ ) do ar interno para cada teste realizado, sendo esta calculada a partir da Equação 32, que segue.

$$C_r = \frac{\Delta T}{\Delta t} = \frac{T_{inTR} - T_{inTE}}{t - t_0} \quad (32)$$

Onde  $\Delta T$  é a diferença da temperatura média do ar interno do TR ( $T_{inTR}$ ) e do TE ( $T_{inTE}$ ) em  $^{\circ}\text{C}$ ; e o  $\Delta t$  é dado pela subtração do tempo final ( $t$ ) pelo tempo inicial ( $t_0$ ) do TE em h.

Tabela 12 - Principais variáveis medidas

Caso	Variáveis dos Testes Referência (TR)						Variáveis dos Testes Experimental (TE)						Variáveis Controladas		Parâmetro Calculado
	$T_{in}$	$T_{iscw}$	$T_{isow}$	$T_{oscw}$	$T_{osow}$	$UR_{in}$	$T_{in}$	$T_{iscw}$	$T_{isow}$	$T_{oscw}$	$T_{osow}$	$UR_{in}$	$T_{out}$	$T_{cc}$	Taxa de Resfriamento
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(%)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(%)	(°C)	(°C)	(°C/h)
<b>Ensaio 1</b> 25W/22°C	32,98 ±0,002	31,60 ±0,002	31,95 ±0,002	22,64 ±0,002	22,95 ±0,002	47,87 ±0,01	28,67 ±0,02	26,80 ±0,02	28,52 ±0,02	22,3 ±0,003	22,4 ±0,004	56,05 ±0,03	21,92 ±0,002	21,16 ±0,008	0,86
<b>Ensaio 2</b> 25W/19°C	33,16 ±0,002	31,73 ±0,002	32,13 ±0,002	22,76 ±0,006	23,2 ±0,006	44,05 ±0,01	27,50 ±0,02	25,55 ±0,02	27,59 ±0,02	22,21 ±0,004	22,3 ±0,004	55,18 ±0,04	22,03 ±0,001	18,59 ±0,06	1,13
<b>Ensaio 3</b> 25W/16°C	34,07 ±0,004	32,66 ±0,004	32,98 ±0,004	24,38 ±0,005	24,54 ±0,005	42,19 ±0,01	26,56 ±0,03	24,54 ±0,03	26,90 ±0,03	22,68 ±0,005	22,65 ±0,006	62,60 ±0,04	22,71 ±0,006	16,33 ±0,007	1,50
<b>Ensaio 4</b> 20W/22°C	29,56 ±0,003	28,45 ±0,003	28,68 ±0,003	21,24 ±0,004	21,49 ±0,002	58,19 ±0,07	27,31 ±0,01	25,81 ±0,01	27,11 ±0,01	22,40 ±0,002	22,04 ±0,001	61,69 ±0,01	21,95 ±0,003	22,00 ±0,01	0,45
<b>Ensaio 5</b> 20W/19°C	29,61 ±0,001	28,49 ±0,001	28,69 ±0,001	21,16 ±0,007	21,29 ±0,004	40,03 ±0,06	26,13 ±0,01	24,51 ±0,01	26,08 ±0,01	22,02 ±0,001	21,81 ±0,001	49,13 ±0,01	21,48 ±0,002	19,47 ±0,001	0,70
<b>Ensaio 6</b> 20W/16°C	29,57 ±0,001	28,43 ±0,001	28,65 ±0,001	21,01 ±0,006	21,29 ±0,003	39,09 ±0,01	24,95 ±0,01	23,19 ±0,02	25,14 ±0,02	22,15 ±0,001	21,95 ±0,001	49,95 ±0,03	21,69 ±0,002	16,61 ±0,003	0,98
<b>Ensaio 7</b> 15W/22°C	28,66 ±0,001	27,81 ±0,001	28 ±0,001	22,04 ±0,001	22,21 ±0,001	61,84 ±0,05	26,47 ±0,01	25,21 ±0,01	26,25 ±0,01	22,59 ±0,02	22,23 ±0,01	64,75 ±0,01	22,19 ±0,009	22,02 ±0,02	0,43
<b>Ensaio 8</b> 15W/19°C	28,97 ±0,001	28,05 ±0,001	28,30 ±0,001	22,50 ±0,001	22,67 ±0,001	61,95 ±0,01	25,49 ±0,02	24,12 ±0,02	26,11 ±0,02	22,65 ±0,003	22,49 ±0,002	66,65 ±0,02	22,37 ±0,001	19,28 ±0,006	0,70
<b>Ensaio 9</b> 15W/16°C	26,90 ±0,002	25,99 ±0,001	26,23 ±0,002	20,59 ±0,003	20,73 ±0,002	50,28 ±0,01	23,30 ±0,02	21,94 ±0,02	23,49 ±0,02	21,74 ±0,002	21,51 ±0,002	77,65 ±0,02	21,31 ±0,001	16,27 ±0,004	0,72

Os dados expostos anteriormente são divididos em três seções, sendo estes compilados em imagens, diagramas e tabelas. No Item 4.2.1 é caracterizado as temperaturas do ar interno do módulo e a taxa de resfriamento em função do tempo, na sequência Item 4.2.2, é apresentado a distribuição da temperatura do ar no interior do módulo, comparando os testes referências aos testes experimentais. Já no Item 4.2.3 é pode ser observado as temperaturas superfície interna da Parede Fria (PF) em comparativo com os dados obtidos da temperatura superficial interna da Parede Oposta (PO) assim como, também a distribuição da temperatura na superfície interna da PF.

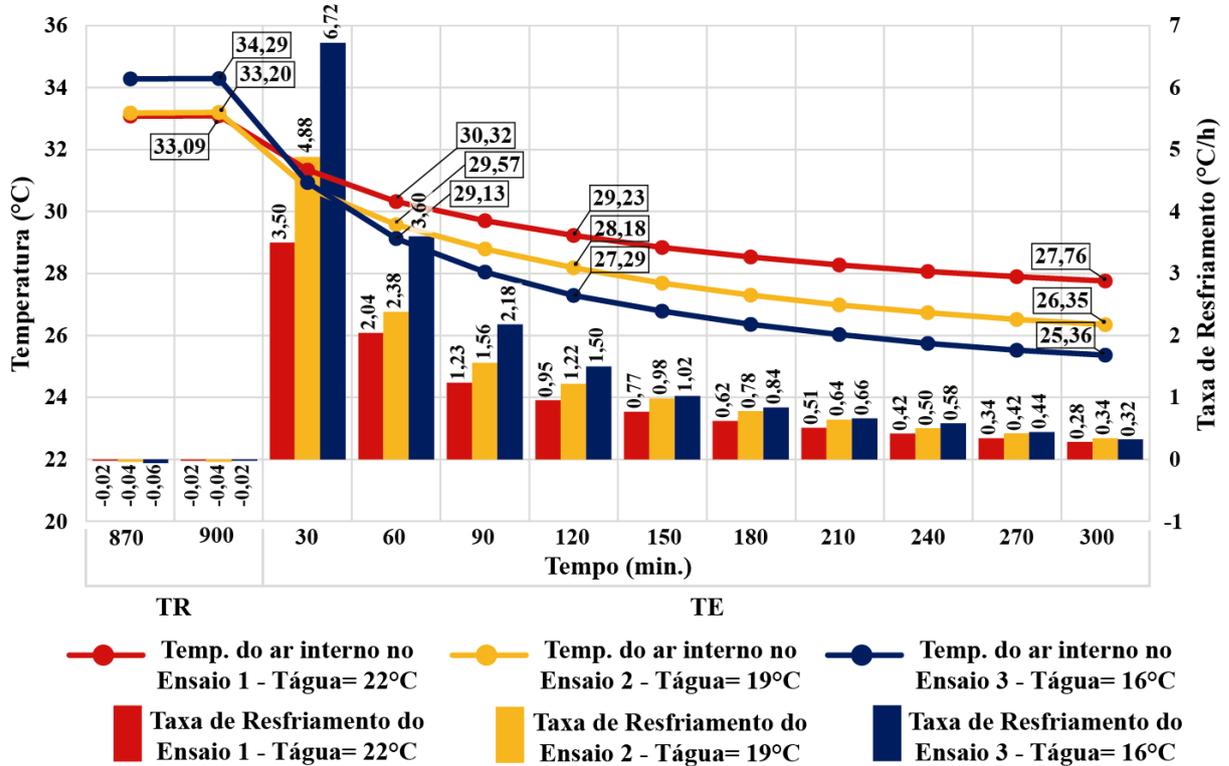
#### 4.2.1 Variação da Temperatura do ar interno

As Figuras 31, 32 e 33 ilustram a variação da média de temperatura do ar interno em função do tempo, assim como a taxa de resfriamento encontrada a cada intervalo de 30min. Nas imagens são exibidas as últimas 6h de ensaios, onde, a primeira hora representa a última hora do Teste Referência (TR), equivalente aos minutos 870 e 900, já as próximas cinco compreendem as horas utilizadas para realização do Teste Experimental (TE). No que diz respeito a Taxa de Resfriamento, está foi calculada considerando a Equação 32, onde para este caso o  $\Delta T$  é obtido a cada período de 30min., subtraindo a média da temperatura do ar inicial pela média da temperatura final.

Na Figura 31 os resultados encontrados de temperatura do ar interno e da taxa de resfriamento são plotados para os Ensaios 1, 2 e 3, que correspondem a variação da temperatura do banho termostático em 22, 19 e 16 °C para a potência fixa de 25W. É possível observar nesta imagem, uma redução significativa da temperatura do ar interno para ambos os testes após o sistema ser acionado. Entre estes casos, o Ensaio 3 obteve o melhor desempenho, reduzindo em 8,93 °C a  $T_{in}$  no intervalo de tempo de 5h.

Contudo, tal performance já era esperada, uma vez que a temperatura do fluido de circulação é a menor entre as três selecionadas, o que possibilitou maior quantidade de extração de calor, propiciado pela diferença de temperatura entre o ambiente interno e a serpentina de cobre. Além disso, neste mesmo caso (Ensaio 3) a  $T_{in}$  do Teste Referência estava superior aos Ensaios 1 e 2, o que pode ter potencializado ainda mais o resultado encontrado, visto que, baseando-se na literatura, o sistema proposto apresenta melhor desempenho quando exposto a maiores diferenças temperaturas.

Figura 31 - Variação da temperatura do ar interno e da taxa de resfriamento em função do tempo em hora, para os Ensaios 1, 2 e 3, com  $Q=25W$



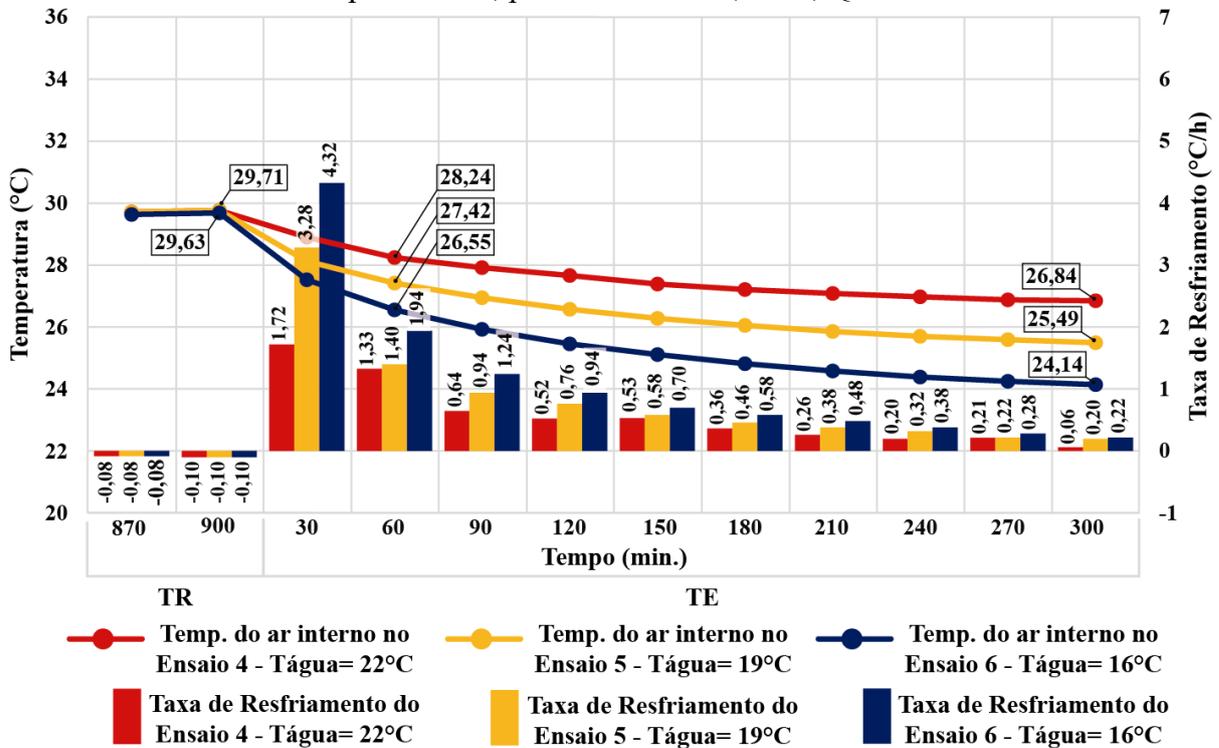
Outro ponto relevante a ser caracterizado em ambos, são os índices apresentados pelas taxas de resfriamentos na primeira hora de acionamento do sistema. Mais de 50% do calor extraído nos Ensaios 1, 2 e 3 aconteceu no intervalo de 60 min., em quanto o restante foi diluído nas outras 4 horas teste. Percebe-se também, que na última hora do TE, a taxa de resfriamento praticamente se estabilizou, provocada pela pequena variação da temperatura do ar interno neste período, no qual representou 0,28, 0,34 e 0,32 °C/h para os Ensaios 1, 2 e 3, respectivamente. Enquanto, as diferenças de temperatura interna tiveram 0,14, (Caso 1), 0,17 (Caso 2) e 0,16 °C (Caso 3) neste mesmo intervalo supracitado.

Com relação os resultados obtidos nos Ensaios 1 e 2, estes se comportaram de maneiras bem semelhantes. A decrescente da exponencial para  $T_{in}$  e a taxa resfriamento apresentaram variações basicamente iguais ao decorrer do Teste Experimental. A explicação para tal fenômeno deve-se ao fato de que, para os dois testes, a média da temperatura final do ar interno de Teste Referência foi praticamente a mesma.

Já com relação aos Ensaios 4, 5 e 6, nota-se inicialmente que as médias das  $T_{in}$  nos 30 min. anteriores a inicialização do banho termostático teve quase os mesmos valores, resultando entre 29,68 e 29,76 °C. Onde, provocou variações similares de temperatura do ar interno e da taxa de resfriamento ao decorrer das 5 horas dos testes experimentais. Neste

Ensaio, a potência de 20W foi fixada enquanto as mesmas temperaturas prescritas no comprimento dos tubos de cobre para os Ensaio anteriores foram variadas.

Figura 32 - Variação da temperatura do ar interno e da taxa de resfriamento em função do tempo em hora, para os Ensaio 4, 5 e 6,  $Q=20W$

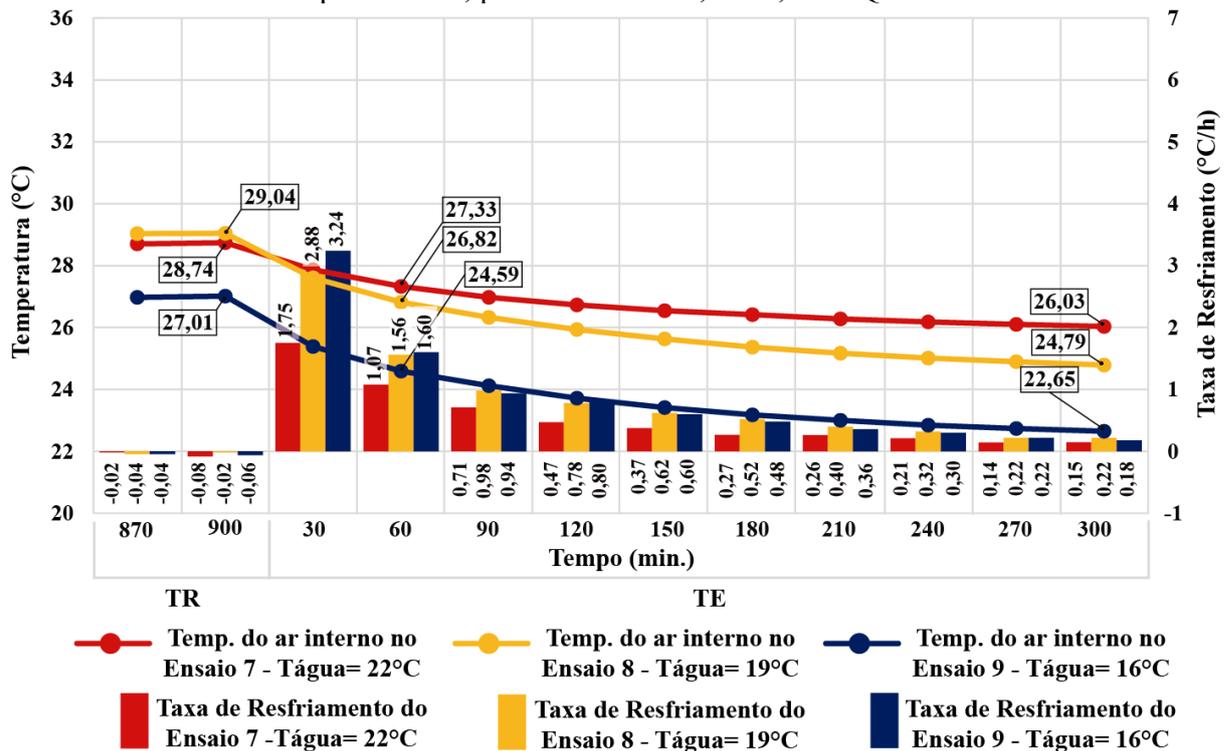


De forma semelhante aos testes exibidos na Figura 31, grande parte da extração de calor também ocorreu na primeira hora de funcionamento do dispositivo. Porém, com resultados inferiores quando comparados aos testes com 25W. Mais uma vez, o caso com a temperatura do banho termostático a 16°C foi o que mais diminuiu a temperatura interna do módulo passando de 29,68 para 24,14 °C, enquanto o Ensaio 4 (20W e 22°C) obteve a menor diferença de temperatura interna, 2,92 °C.

Um ponto relevante a ser observado na Figura 32 é a estabilidade da temperatura do ar interno, que também influi na quantidade de calor extraído no interior do módulo. Nos Ensaio 4, 5 e 6, a  $T_{in}$  apresenta variações inferiores a 0,20 °C já a partir da 4h hora de experimento, o que evidência a dificuldade de reduzir a temperatura do ar interno quando têm-se pequenas diferenças de temperatura entre o dispositivo e o ambiente onde o mesmo está inserido, correlacionando com resultados já descritos na literatura sobre a proposição de aparatos semelhantes. Todavia, isso não descarta os resultados favoráveis obtidos nos 6 ensaios descritos até então.

Por fim, na Figura 33 representa-se os resultados encontrados a partir da simulação com 15W de potência e variação de 22, 19 e 16 °C do banho termostático. Num primeiro momento, nota-se que a média da  $T_{in}$  para ambos os Testes de Referência não se encontram próximas, neste contexto, tais resultados acarretam na variação inconsistente dos dados obtidos para os Testes experimentais para tal potência usada.

Figura 33 - Variação da temperatura do ar interno e da taxa de resfriamento em função do tempo em hora, para os ensaios 7, 8 e 9, com  $Q=15W$



Ademais, percebe-se também que nos Ensaio 7 e 8, os valores de  $T_{in}$  nos últimos 30min do TR são basicamente os mesmos de TR para os casos simulados com a potência de 20W, contudo, esperava-se médias menores, como a obtida pelo Ensaio 9, visto que a potência testada era menor que a anterior. Este fenômeno pode ser explicado pela variação térmica do ambiente de laboratório, que mesmo controlado por um aparelho de ar condicionado, não é totalmente vedado, e sofre consequentemente interferência das alterações do clima do ambiente externo. Outra suposição para tal ocorrido é o acúmulo de calor provocado pela sequência de testes realizados na célula.

Porém, estes eventos ocorridos nos Ensaio com a potência de 15W, não descartam os resultados obtidos e valem ser analisados. De modo semelhante aos Testes apresentados na Figura 33, nota-se estabilidade da temperatura do ar interno logo após a primeira hora do Teste Experimental em ambos os casos avaliados. Percebe-se, ainda, que as taxas de resfriamento

resultante das 5h de TE foram bem próximas para os Ensaios 8 e 9, obtendo-se 0,70 e 0,72 °C/h, respectivamente. Tal condição é explicada pela equivalência do resultado da diferença de temperatura entre o ambiente térmico com o regime permanente em TR e a serpentina de cobre que simula a evaporadora, onde para E8 foi de 9,76 °C e para E9 de 10,74 °C.

Já em relação a E7, este apresentou o pior resultado entre os casos testados, obtendo valores de  $\Delta T$  entre TR e TE de 2,71 °C e Taxa de resfriamento do ambiente de 0,43°C/h. Como mencionado anteriormente estes valores ressaltam a dificuldade de extração de calor pelo sistema proposto, quando a diferença de temperatura entre o ambiente interno e a serpentina é menor que 7 °C. Outro fator interessante a ser descrito é que quando tal diferença de temperatura ocorre, o retardo de atenuação do ambiente térmico também é menor, acontecendo nos 60min iniciais de funcionamento do dispositivo.

Destaca-se, ainda, como aspecto relevante e comum em ambos os ensaios, a semelhança de comportamento da exponencial ao longo do tempo, caracterizando uma estabilidade da temperatura interna após as 2h horas de acionamento nos Ensaios 1, 2 e 3, e nos demais Testes após a primeira hora. De forma geral, a redução da temperatura do ar no módulo foi visualizada em todos os Ensaios feitos, o que possibilita a redução da carga térmica interna e conseqüentemente o melhor desempenho do ambiente térmico.

#### 4.2.2 Distribuição da Temperatura do ar Interno

Nesta secção, apresenta-se a distribuição da temperatura do ar no interior do módulo através de gráficos 3D, produzidos com o auxílio da interpolação dos dados de temperatura, obtidos pelos sensores distribuídos na cavidade da célula. Nesse cenário, a plataforma MatLab foi inserida para produção das imagens, a fim de se ilustrar o comportamento 3D da variável temperatura. O gradiente de exposição dos Ensaios nas imagens foi definido entre 21 °C e 38°C, onde a cor “azul bic” representa a  $T_{in}$  mais baixa e o “vermelho bordô” a mais alta. Tal escala foi estabelecida com os resultados superiores e inferiores de temperatura absoluta encontrados no processo de experimentação.

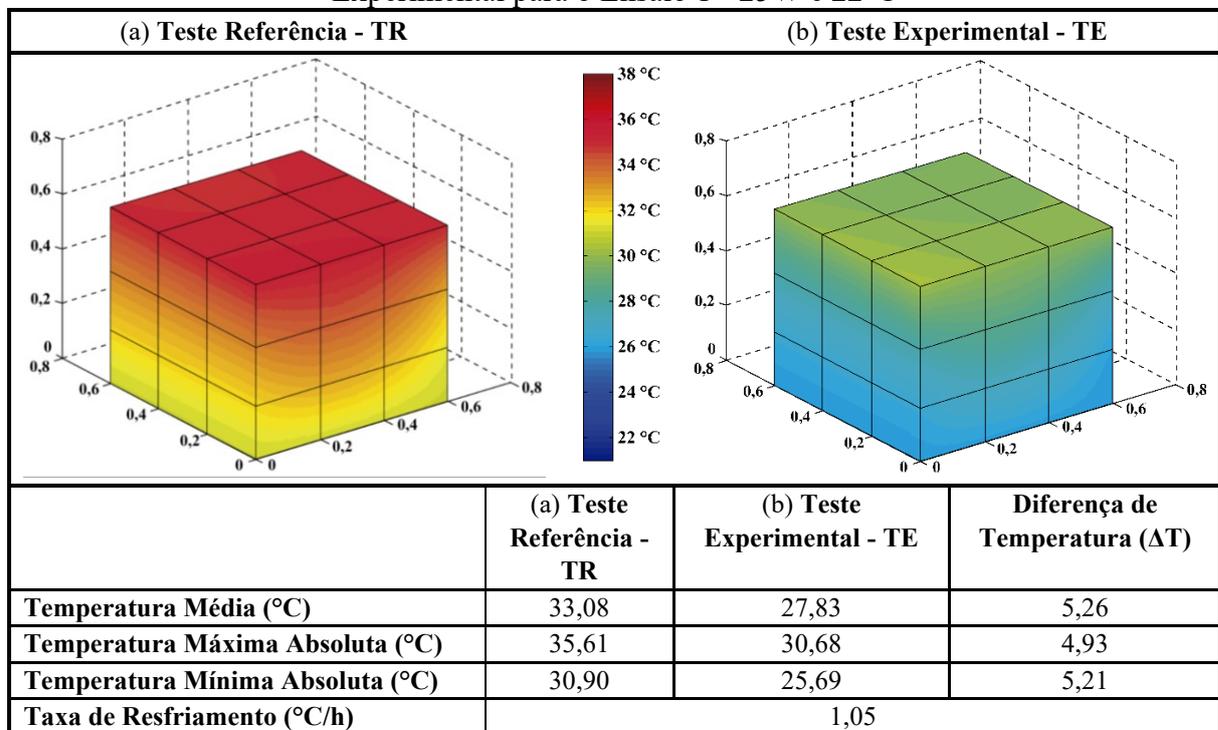
Além disso, vale destacar que para a produção das ilustrações apresentadas abaixo, foram selecionadas as médias de temperatura do ar interno da última hora dos Ensaios Experimentais e de Referência (mais relevantes para título de comparação), visto que neste intervalo de tempo, em ambos os testes, foi observado um regime estável no interior do módulo.

Nas Figuras 34 a 43, a distribuição da temperatura do ar interno para os Testes Referências (TR) e Testes Experimentais (TE) são apresentadas, assim como também as médias de temperatura do ar na última hora de cada experimento e as temperaturas máximas e mínimas

absolutas neste mesmo período. Expõe-se, também, a Taxa de Resfriamento do sistema em °C/h, considerando a  $\Delta T$  a partir das médias encontradas, após os ensaios estarem em regime estável; neste cenário, de forma geral, observa-se um melhor desempenho em relação as taxas de resfriamento caracterizadas na Tabela 12; tais performances são descritas de forma mais detalhada nos parágrafos que seguem.

Na Figura 34, os dados do Ensaio 1 com 25W de potência e 22°C de temperatura do banho termostático são exibidos. Nesta, torna-se possível visualizar que, tanto para TR (Figura 34a) quanto para TE (Figura 34b), as temperaturas mais altas se encontram no último quadrante do módulo. Esperava-se por este fenômeno, uma vez que se utilizando da convecção natural em ambientes internos, o ar menos denso tende a subir, enquanto o mais denso desce. Além disso, nota-se outro apontamento importante,  $\Delta T$  do gradiente de  $T_{in}$ , onde em TR têm-se 4,37 °C e em TE 4,50 °C; isto evidencia uma menor uniformidade da temperatura do ar após o dispositivo ser ativado. Contudo, esta variação mostra-se menos dispersa no Teste Experimental; enquanto no Teste Referência, as temperaturas mais elevadas entre 34 e 35°C, ocupam boa parte dos quadrantes superiores na Figura 34a.

Figura 34 - Distribuição da temperatura do ar interno no (a) Teste Referência e no (b) Teste Experimental para o Ensaio 1 - 25W e 22°C

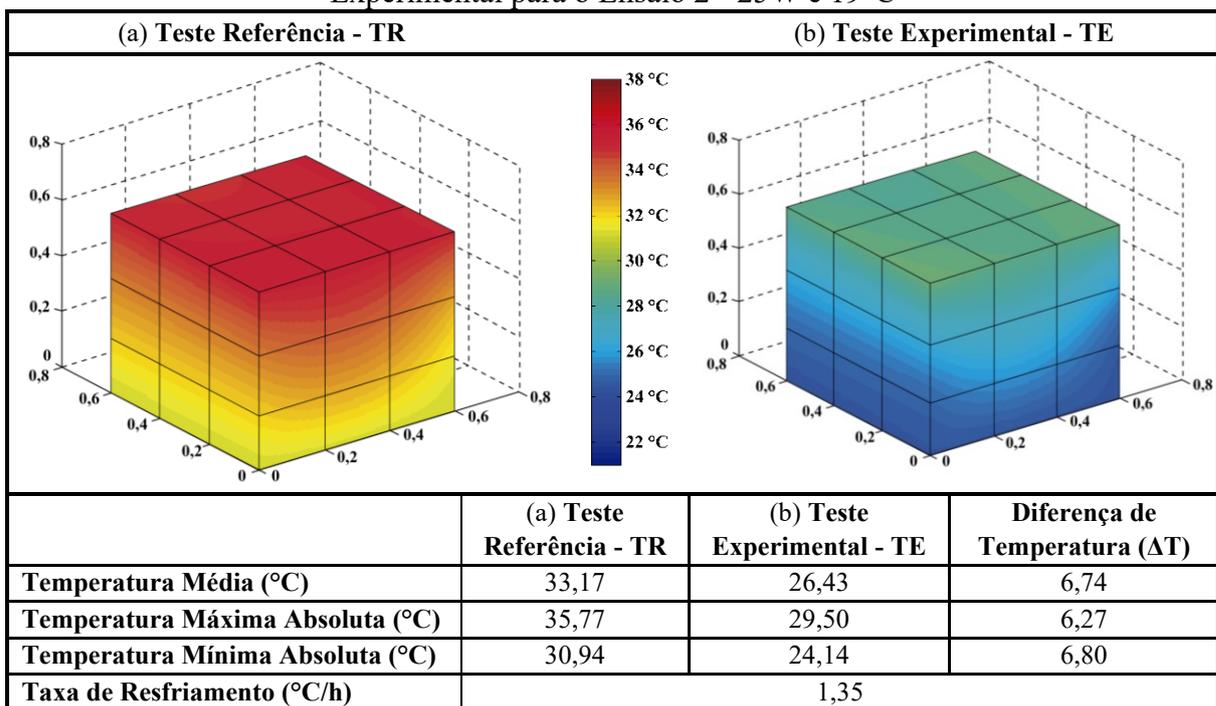


No que diz respeito a distribuição de  $T_{in}$  para o Ensaio 2, esta pode ser visualizada na Figura 35. Em um primeiro momento, observa-se uma disposição do gradiente de temperatura interno na Figura 35a (TR - E2) bastante semelhante à Figura 34a (TR - E1), esta situação ocorre

porque as médias de  $T_{in}$ , em ambos os ensaios, se equivalem. Isto reflete numa comparação quase precisa entre os resultados obtidos para os dois Ensaios, uma vez que o dispositivo foi acionado tendo a mesma temperatura interna.

Nesse contexto, quando confrontado os resultados dos Testes Experimentais em E1 e E2, nota-se um  $\Delta T$  de 1,48 °C. Contudo, levando em consideração a diferença de temperatura do ar interno em TE e a temperatura prescrita na serpentina de cobre, têm-se 11,92 e 14,58 °C, para E1 e E2, dessa forma, é possível dizer que o Teste E1, obteve melhor desempenho, uma vez que este não apresentava a maior variação de temperatura e conseguiu reduzir a  $T_{in}$  em 5,26 °C no período de 5h dos testes experimentais. Do mesmo modo que no Ensaio 1, é possível visualizar em E2, um maior gradiente de temperatura interno na Figura 35b em comparação com a Figura 34a, onde, encontra-se Temperaturas absolutas entre 30,94 e 35,77 °C em TR, enquanto em TE estas estão na escala de 24,14 e 29,50 °C.

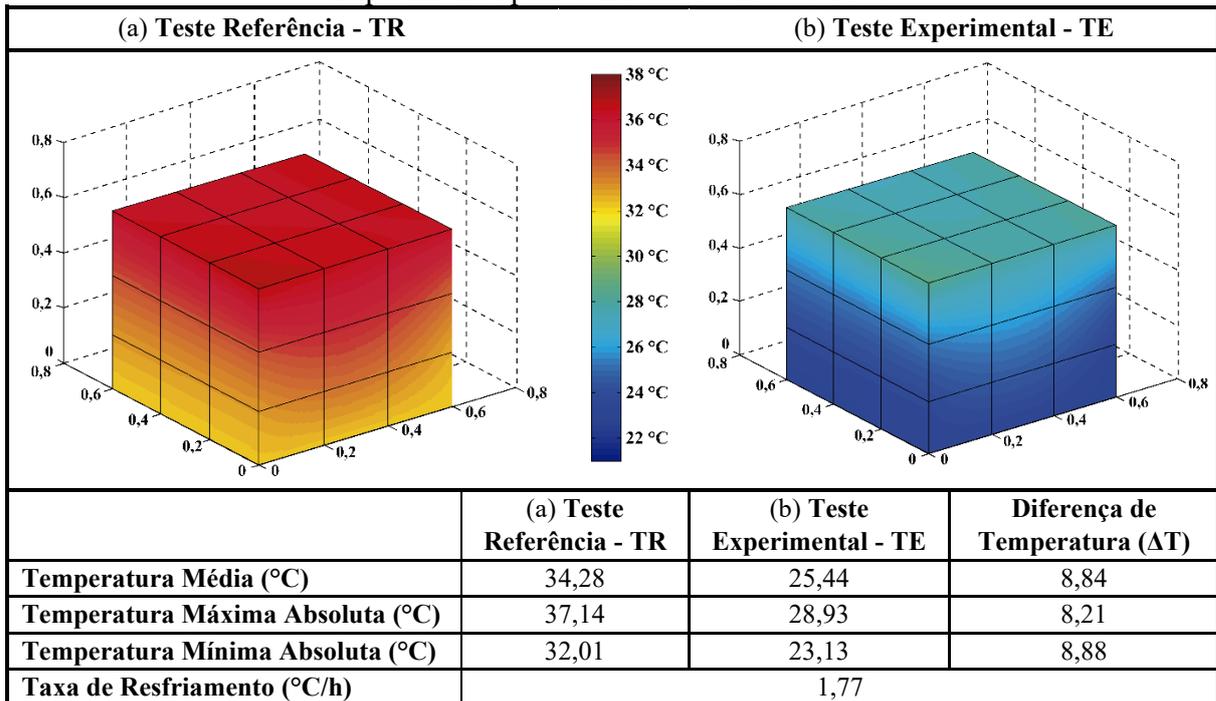
Figura 35 - Distribuição da temperatura do ar interno no (a) Teste Referência e no (b) Teste Experimental para o Ensaio 2 - 25W e 19°C



Para finalizar os Ensaios com 25W, a Figura 36 apresenta os testes realizados com a temperatura da superfície da serpentina a 16°C. Neste caso, detecta-se a temperatura absoluta de 37,14 °C, sendo esta a maior  $T_{in}$  obtida entre os ensaios simulados. Ainda em relação a distribuição de temperatura do ar interno, observa-se a uniformidade da  $T_{in}$  no quadrante superior tanto em TR quanto em TE. No quadrante inferior, onde localiza-se o piso, nota-se essa mesma estabilidade da temperatura no Teste Experimental, em comparação ao Teste

Referência. Por fim, outro fato importante a ser destacado são as temperaturas apresentadas nos quadrantes inferiores e centrais para TE, resultando em temperaturas entre 23 e 24°C; em que, no que tange a avaliação de um ambiente térmico, são resultados satisfatórios, uma vez que tais valores são considerados dentro da faixa de conforto por muitos autores presentes na Literatura, quando avaliado o conforto térmico humano.

Figura 36 - Distribuição da temperatura do ar interno no (a) Teste Referência e no (b) Teste Experimental para o Ensaio 3 - 25W e 16°C



Na sequência os resultados de distribuição da temperatura do ar no interior da célula são plotados nas Figuras 37, 38 e 39, para os Ensaios com 20W de potência, variando-se da água de circulação. Em ambos os Ensaios a distribuição de  $T_{in}$  para os Testes Referência se configuram de forma semelhante na cavidade do módulo, enquanto os Testes Experimentais apresentam variações entre eles, pois a temperatura superficial dos tubos são diferentes para cada teste.

No Ensaio 4 (Figura 37), assim como nos demais, o ar menos denso situa-se no quadrante superior, tanto em TE quanto TR. Contudo, na Figura 37b (Teste Experimental) observa-se maior uniformidade da temperatura do ar interno que na Figura 37a em relação a escala de temperatura. Já em análise à Figura 38 (Ensaio 5), tal gradiente apresenta-se maior no Teste Experimental quando comparado ao Teste Referência. Ainda neste Ensaio, pode ser visualizado na Figura 38b uma homogeneidade da temperatura no ar interno nos quadrantes superiores e inferiores, enquanto no central têm-se um gradiente de temperatura maior.

Figura 37 - Distribuição da temperatura do ar interno no (a) Teste Referência e no (b) Teste Experimental para o Ensaio 4 - 20W e 22°C

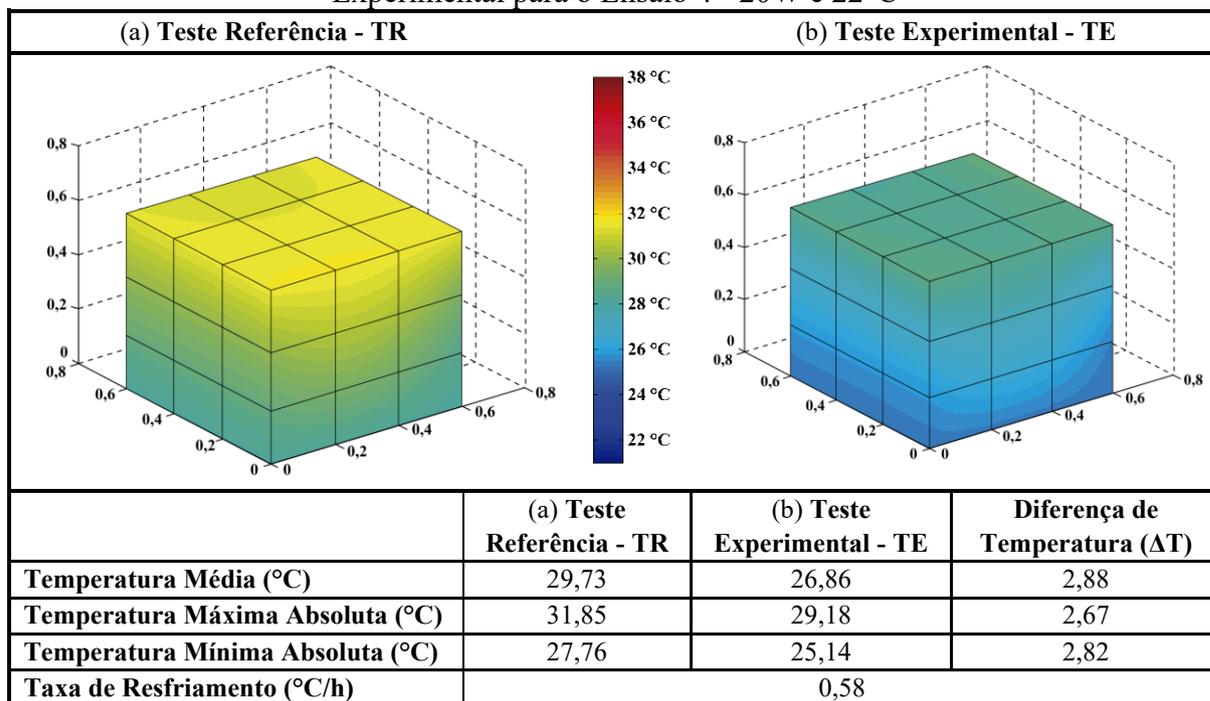
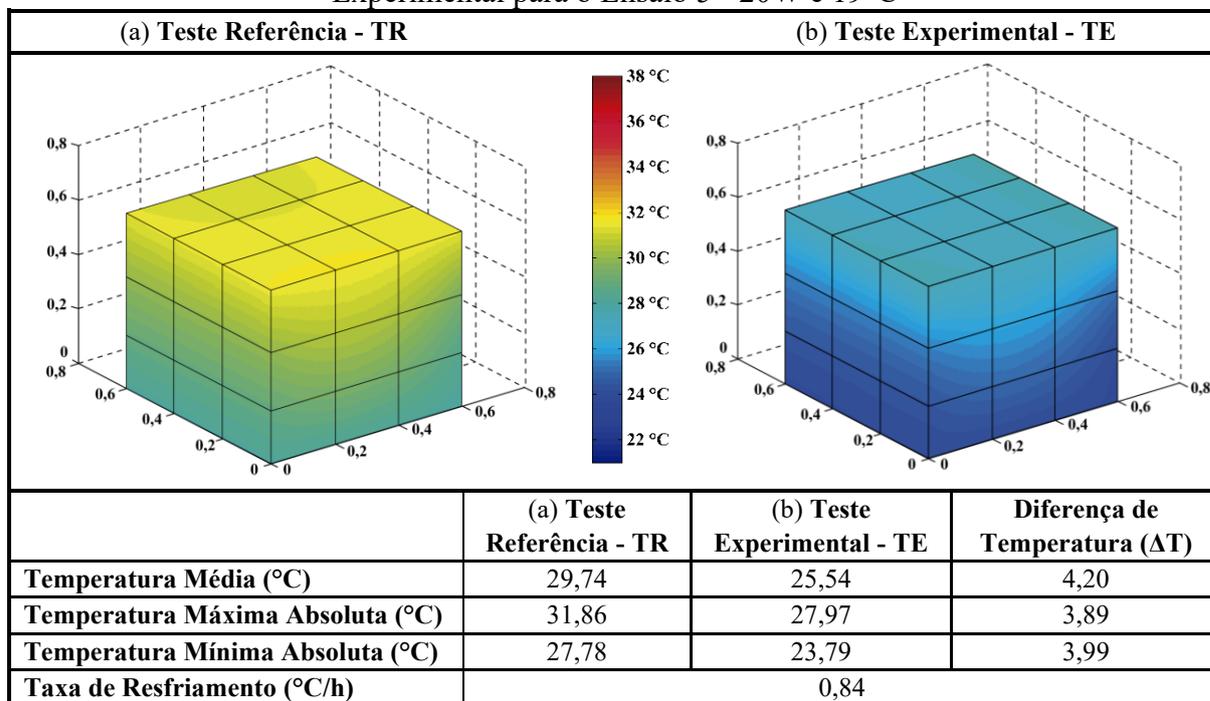


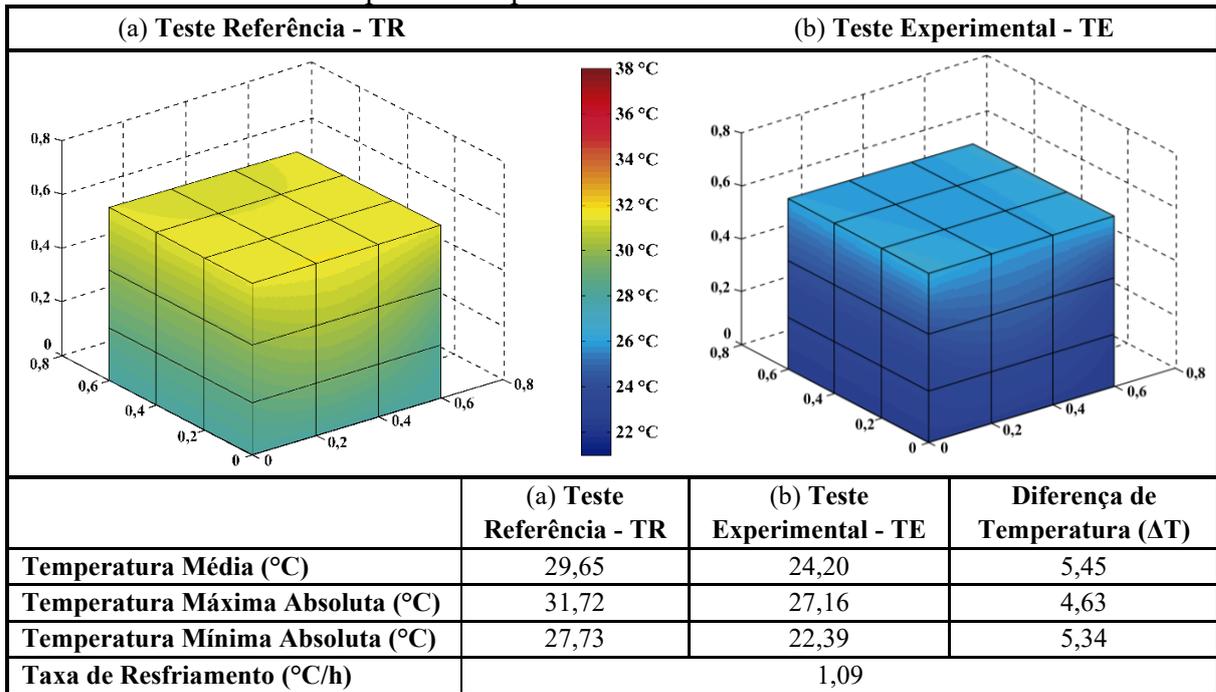
Figura 38 - Distribuição da temperatura do ar interno no (a) Teste Referência e no (b) Teste Experimental para o Ensaio 5 - 20W e 19°C



Como já mencionado no Item 4.2.1, o Ensaio 6 (Figura 39b) foi o caso que mais conseguiu diminuir a temperatura do ar interno em contraposição aos Ensaio 4 e 5. Porém, quando comparado o  $\Delta T$  da temperatura do ar interno deste caso com o Ensaio 5, que obtiveram respectivamente 5,45 e 4,20°C, percebe-se uma diferença de 1,25°C. Desse modo, assim como

no Ensaio 3, mesmo o E6 possuindo a maior diferença de temperatura entre a  $T_{in}$  e a temperatura prescrita nos tubos, nota-se uma redução da temperatura interna menor que  $1,5^{\circ}\text{C}$ , o que pode caracterizar uma certa fragilidade do sistema, mesmo com diferenças de temperatura superiores a  $10^{\circ}\text{C}$ .

Figura 39 - Distribuição da temperatura do ar interno no (a) Teste Referência e no (b) Teste Experimental para o Ensaio 6 - 20W e  $16^{\circ}\text{C}$



Caso semelhante aos Testes com 25 e 20W de potência, nota-se nos Ensaio 7, 8 e 9 - Figuras 40, 41 e 42, respectivamente -, que os Testes Experimentais apresentam maiores gradientes de temperatura do ar interno em comparação aos Testes de Referência, onde tais ocorrem na direção vertical. Pode ser visualizado, também, em ambos os Ensaio para 15W, que nos casos dos TR encontra-se menos variação da  $T_{in}$  na cavidade do modelo experimental. Isso pode ser explicado pelo teste de 15W apresentar o menor valor de potência utilizado entre os Ensaio realizados, desse modo, uma vez exposto ao mesmo intervalo de tempo que os demais, atinge-se a estabilidade térmica em menos tempo.

Percebe-se nos Ensaio 7 e 8 (Figuras 40 e 41), uma escala de temperatura interna bastante semelhante para os Testes Referências. Nestes mesmos Ensaio, considerando os resultados obtidos após o acionamento da circulação de água no interior dos tubos (Testes Experimentais), nota-se gradientes de temperatura significativos, principalmente para o Ensaio 8, onde tanto o quadrante central quanto o inferior apresentam uma variação de temperatura entre  $24^{\circ}\text{C}$  e  $25^{\circ}\text{C}$ . Nesse cenário, considerando tais resultados em proporções reais para no

verão, o ambiente teria uma média de temperatura inferior à escala térmica determinada pela ASHRAE (2017) para esta estação, no nível de realização das atividades humanas.

Figura 40 - Distribuição da temperatura do ar interno no (a) Teste Referência e no (b) Teste Experimental para o Ensaio 7 - 15W e 22°C

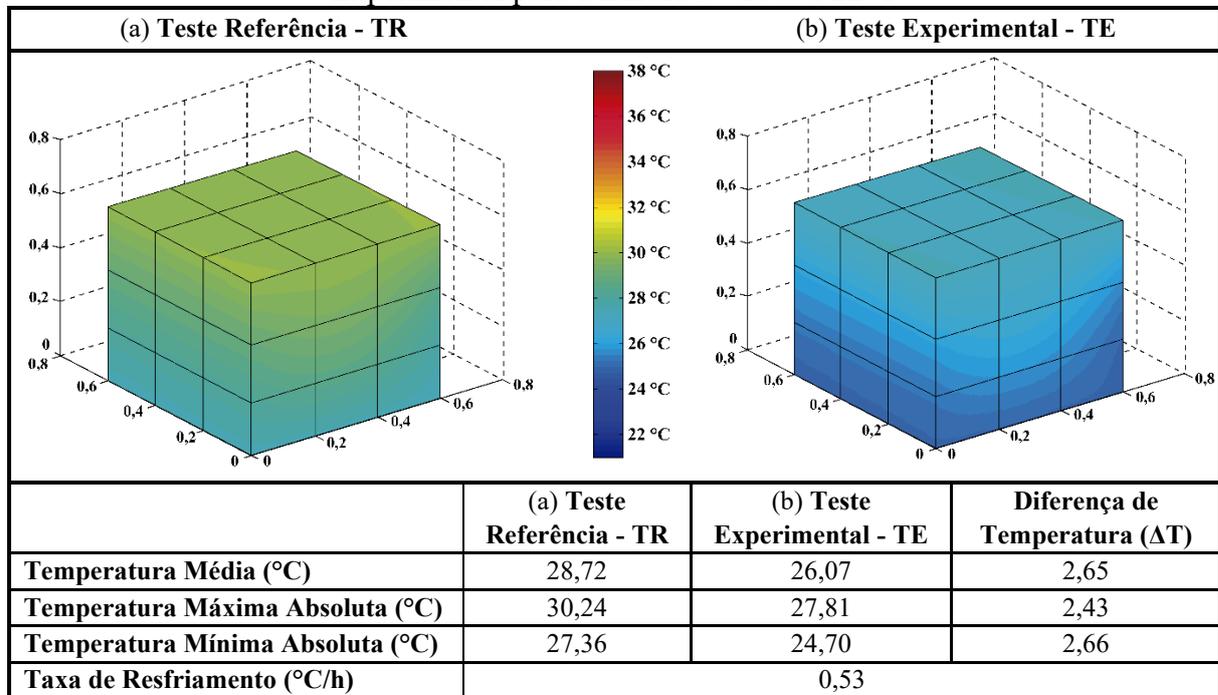
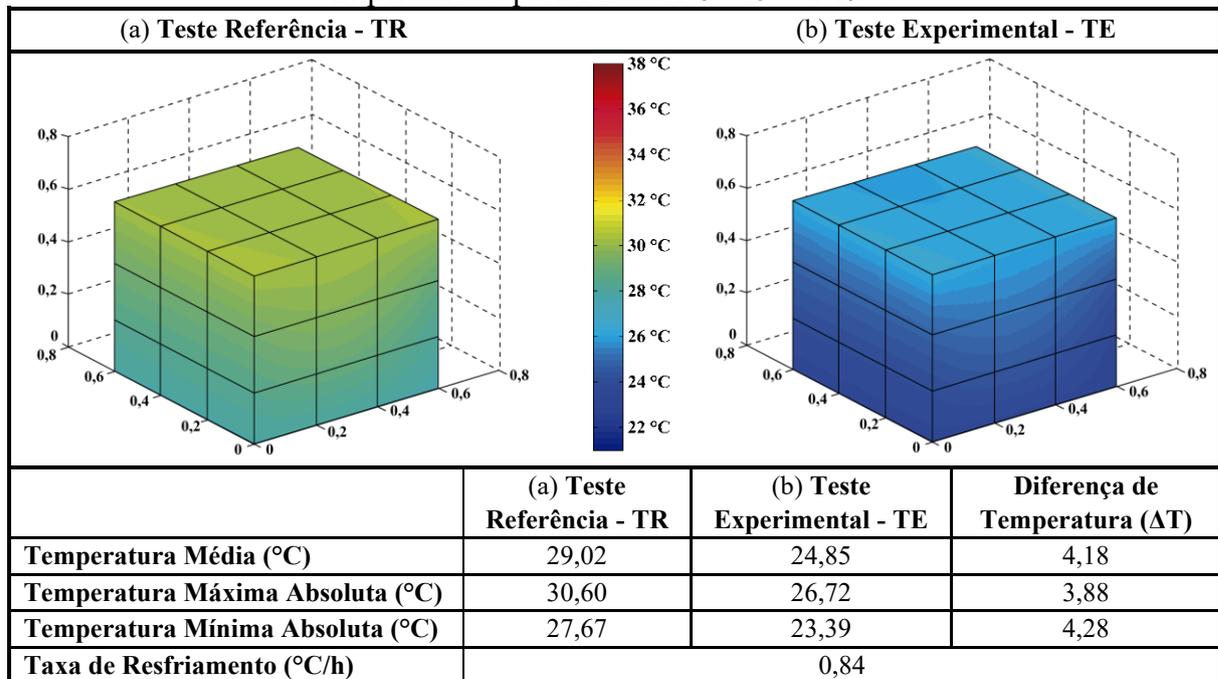


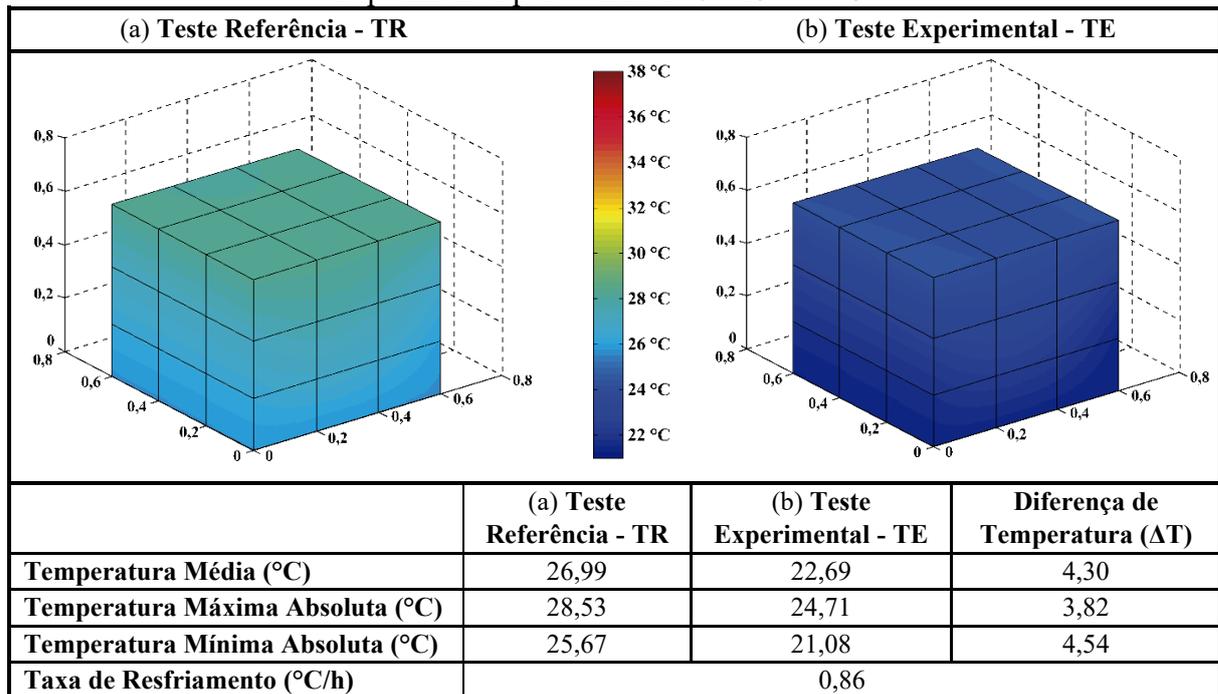
Figura 41 - Distribuição da temperatura do ar interno no (a) Teste Referência e no (b) Teste Experimental para o Ensaio 8 - 15W e 19°C



Os resultados de distribuição de temperatura interna para o Ensaio de 15W com temperatura dos tubos a 16°C são plotados na Figura 42. Em TE, nota-se um gradiente de

temperatura inferior a 24°C em toda cavidade do modelo, no qual foram registradas temperaturas mínimas absolutas menores que 21,5 °C. Contudo, considerando  $\Delta T$  entre TR e TE, para este Ensaio (4,54 °C), têm-se praticamente o mesmo resultado que o Ensaio 8 (4,28 °C). Portanto, pode-se reforçar que quando a  $T_{in}$ , antes da circulação da água iniciar, mostra-se a baixo de 27°C, observa-se dificuldade de extração de calor no sistema proposto.

Figura 42 - Distribuição da temperatura do ar interno no (a) Teste Referência e no (b) Teste Experimental para o Ensaio 7 - 15W e 16°C



Por fim, como anteriormente supracitado, todos os resultados de Taxa de Resfriamento expostos neste Item apresentaram melhor desempenho quando obtidos considerando a média da  $T_{in}$  da última hora do Teste Experimental, já em regime permanente. Dentre todos os Ensaios exibidos, os casos com 25W, E2, E3 e o Ensaio 6 (20W) foram os que obtiveram melhores índices, apresentando 1,35, 1,77 e 1,09 °C/h, respetivamente.

Uma característica em comum em praticamente todos Ensaios expostos neste item, foi o comportamento do gradiente de temperatura nos Testes Referências e Experimentais. Foi observado, que grande parte dos resultados dos Testes de Referência apresentaram gradientes de temperaturas maiores em relação aos Testes Referências, com exceção aos Ensaio 3 (25W-16°C) e 4 (20W-22°C), que tiveram em TE 5,80 e 4,04°C, enquanto para TR obtiveram 6,13 e 4,09°C, respetivamente. Além disso, outro fator semelhante a se destacar é que temperaturas mais altas se encontram nos quadrantes superiores, enquanto as menores temperaturas estavam localizadas nos quadrantes inferiores, tanto para TR quanto em TE.

#### 4.2.3 Resposta térmica das superfícies internas

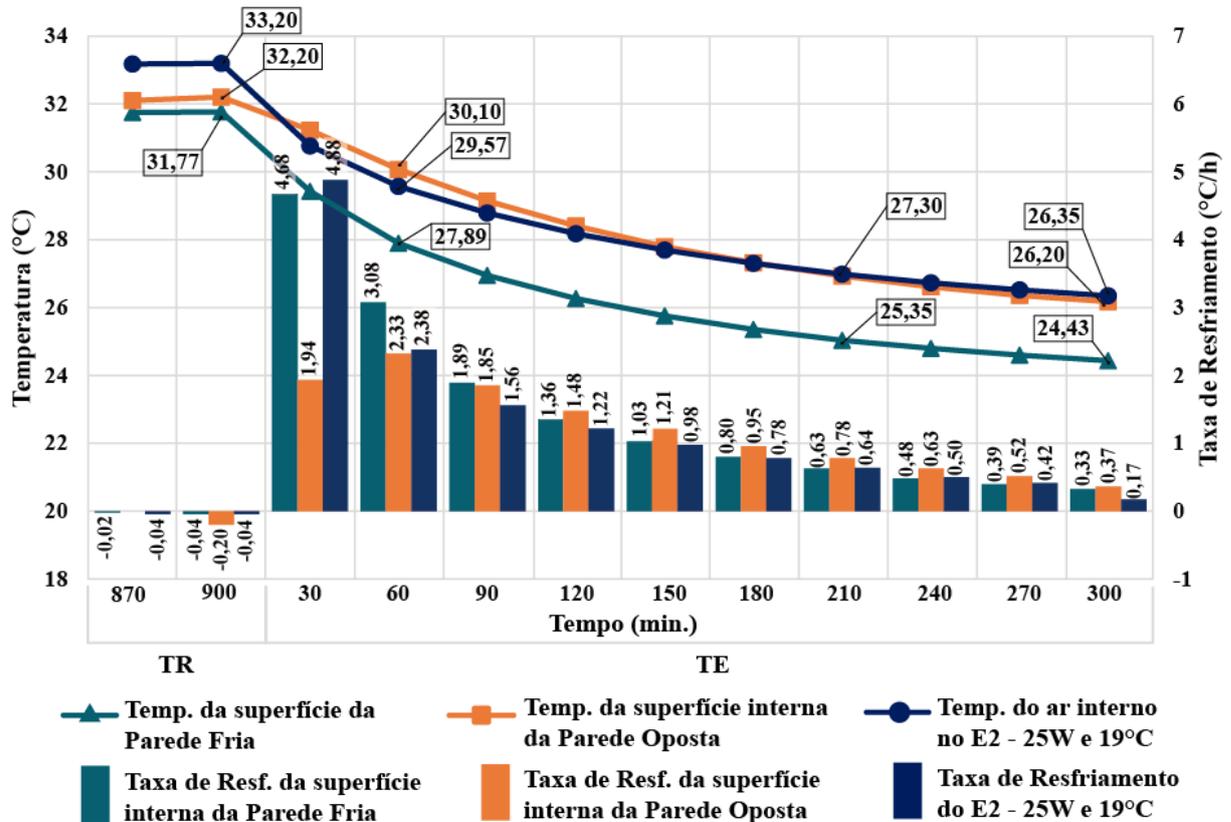
Neste item é avaliado a resposta térmica da superfície interna da Parede fria - PF, localizada na vedação em contato com a serpentina de cobre, sendo esta paralela a porta (Parede Oposta - PO) do módulo. Nesse cenário, duas análises são realizadas, em primeiro momento a variação da temperatura superficial interna tanto da PF quanto da PO são comparadas em função do tempo, considerando a última hora do Teste Referência (TR) e as 5h do Teste Experimental (TE). Na sequência a distribuição de temperatura na superfície interna da Parede fria no TR e TE são apresentadas, no intuito de visualizar o gradiente de temperatura formado nesta face da vedação.

Para esta investigação três Ensaios foram selecionados, E2 (25W e 19°C), E4 (20W e 16°C) e E9 (15W e 16°C), uma vez que os demais mostraram resultados similares quando confrontados, como pôde ser visualizado nos itens anteriores. Desse modo, buscou-se os casos que apresentaram mais peculiaridades entre as simulações realizadas. Além disso, outro fator importante para esta definição foi que o  $\Delta T$  entre a temperatura prescrita nos tubos e a temperatura do ambiente térmico resultassem em exposições distintas para os Ensaios escolhidos.

Os Resultados expostos nas Figuras 43, 44 e 45, descrevem a resposta térmica das superfícies internas da Parede Fria e Parede Oposta em função do tempo. Além disso, a temperatura do ar interno é plotada para exposição da exponencial desta variável em contraponto com as demais anteriormente caracterizadas. As taxas de resfriamento a cada intervalo de 30min. para ambos os parâmetros também são descritas, sendo estas calculadas por meio da Equação 32.

Na Figura 43 (Ensaio 2 - 25W e 19°C) é possível observar uma diferença de temperatura superficial significativa entre as duas superfícies avaliadas no decorrer das 5h dos Testes Experimentais. Na Parede Fria - PF, onde está locada a serpentina de cobre, a resposta térmica nos primeiros 60min de Experimento é superior a Parede Oposta - PO. Destaca-se ainda um comportamento bastante semelhante entre a temperatura da superfície interna da PO e temperatura do ar interno do modelo experimental. Contudo, as taxas de resfriamento entre estas duas situações se divergem nos primeiros 30 min, após o sistema ser ligado, onde tem-se 4,88 °C/h para  $T_{in}$  e 1,94 °C/h para  $T_{isow}$ . Enquanto as  $C_r$  da temperatura do ar interno e da superfície interna da parede fria obtém resultados equivalentes neste mesmo intervalo.

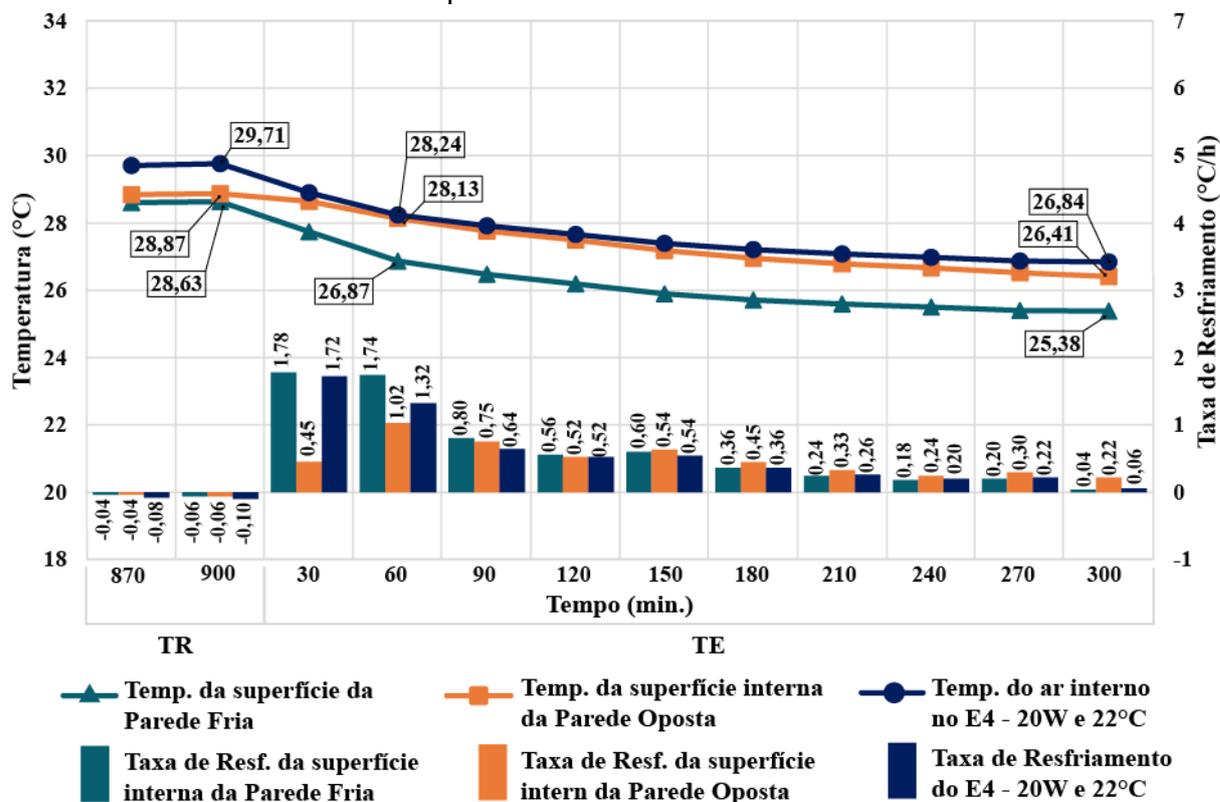
Figura 43 - Resposta Térmica das superfícies internas da Parede Fria e Oposta ao longo do tempo no Ensaio 2 - 25W e 19 °C



Em contraposição ao Ensaio 2, no Ensaio 4 (Figura 44) nota-se uma velocidade de estabilização mais rápida nas temperaturas das superfícies internas da Parede Fria e Oposta, atingindo o estado no minuto 120. Nesse sentido, logo após este período as temperaturas destes parâmetros flutuam com valores praticamente constante nas últimas 3h do Teste Experimental. De modo semelhante ao caso anterior, na primeira hora de TE a Parede Fria apresenta uma resposta térmica superior a Parede Oposta. Além disso, é identificado na superfície interna da PO, um retardo térmico nos primeiros 30 min do TE. Porém, nos minutos seguintes observa-se uma maior taxa de resfriamento nesta mesma superfície.

Ainda no Ensaio 4, percebe-se que a taxa de resfriamento na Parede Fria é superior que as outras variáveis e praticamente constante na primeira hora do Ensaio. Esse acontecimento pode ser explicado pelo contato direto da serpentina de cobre com esta face, viabilizando maiores trocas térmicas entre as mesmas, uma vez que o cobre apresenta condutividade térmica superior a 390 W/mK. Esta característica se repete no Ensaio 2 e 9, e nos demais Testes realizados.

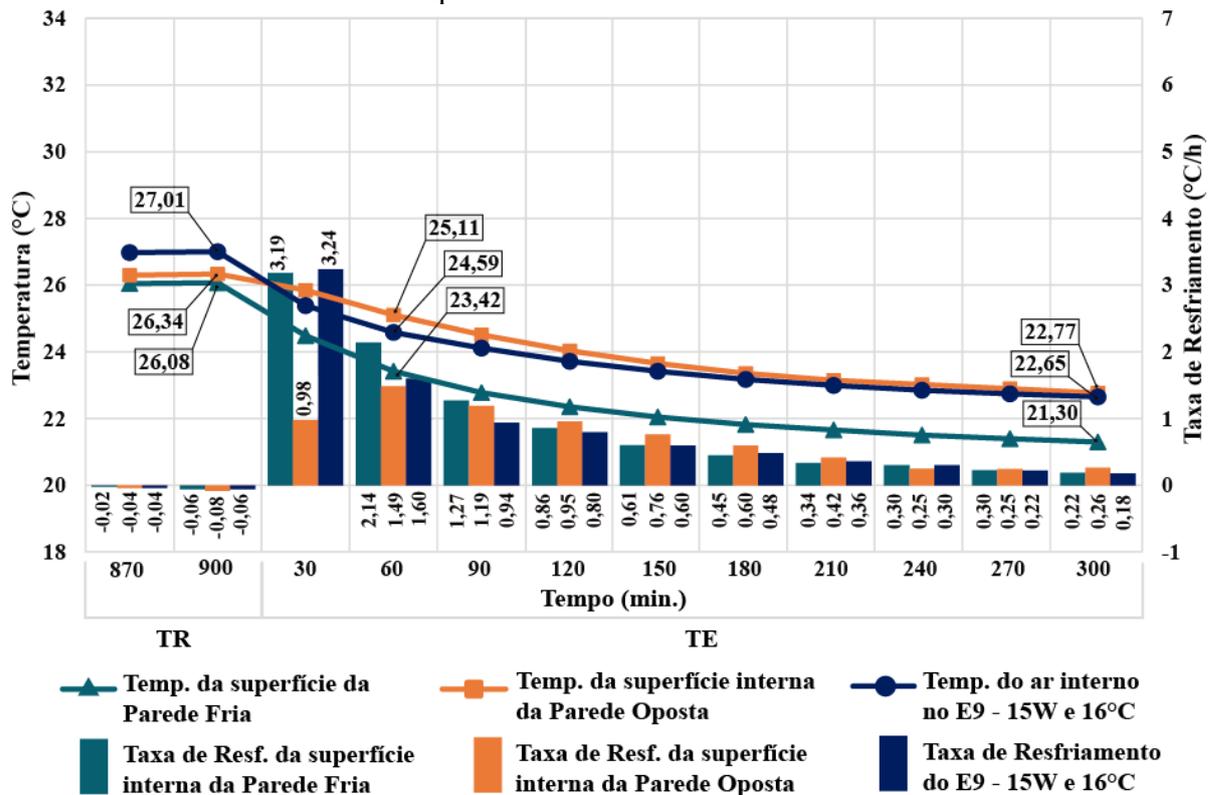
Figura 44 - Resposta Térmica das superfícies internas da Parede Fria e Oposta ao longo do tempo no Ensaio 4 - 20W e 22 °C



Na Figura 45 (Ensaio 9 - 15W com 16°C) é observado um comportamento térmico das superfícies internas semelhantes as já apresentadas nos Ensaio anteriores. Com relação as exponenciais exibidas na Figura 9, estas se mostram em estado estacionário a partir do minuto 240 para todos os parâmetros exibidos. Assim como o Ensaio 2, o perfil de temperatura da superfície interna da Parede Oposta até o minuto 150 encontra-se superior tanto para temperatura do ar quanto para a Parede Fria, a partir do Teste Experimental, resultando em uma temperatura radiante média neste minuto de 23,65 °C. Porém, mesmo superior a estas variáveis, o resultado mostra-se promissor, uma vez que este encontra-se em um intervalo de temperatura considerado agradável, quando trata-se do conforto térmico humano.

De modo geral, é notado nos Ensaio exibidos, que a velocidade de estabilização das temperaturas das faces internas reduziu quando a temperatura da serpentina de cobre aumenta. Este resultado mostra-se correspondente ao trabalho realizado por Li, Zhang e Li (2020), que propuseram e avaliaram experimentalmente um sistema modular de resfriamento radiante em uma vedação vertical, com o intuito de visualizar a resposta térmica do mesmo em um ambiente em escala real. Assim como nesta pesquisa, foram testadas diferentes temperaturas de água circulando no interior do dispositivo elaborado, onde os resultados convergiram com os dados aqui apresentados.

Figura 45 - Resposta Térmica das superfícies internas da Parede Fria e Oposta ao longo do tempo no Ensaio 9 - 15W e 16 °C



Além disso, um fator em comum nos ensaios com relação as temperaturas superficiais internas, é caracterizado pela resposta térmica superior da Parede Fria em relação à Parede Oposta e à Temperatura do ar interno. Esta situação, como mencionado é propiciada pelo contato direto desta superfície com a serpentina, no qual possibilita maior taxa de extração de calor. Além disso, pôde ser observado que a Taxa de Resfriamento da Parede Oposta, a partir do minuto 150 mostra-se mais levada em quase todos os Ensaios executados, em comparação a PF e a  $T_{in}$ . Isso é representado pela identificação de um retardo de resposta térmica desta superfície na primeira hora dos Testes Experimentais, nesse contexto, a perda de calor da Parede Oposta ocorre de maneira mais contínua no decorrer do Teste experimental.

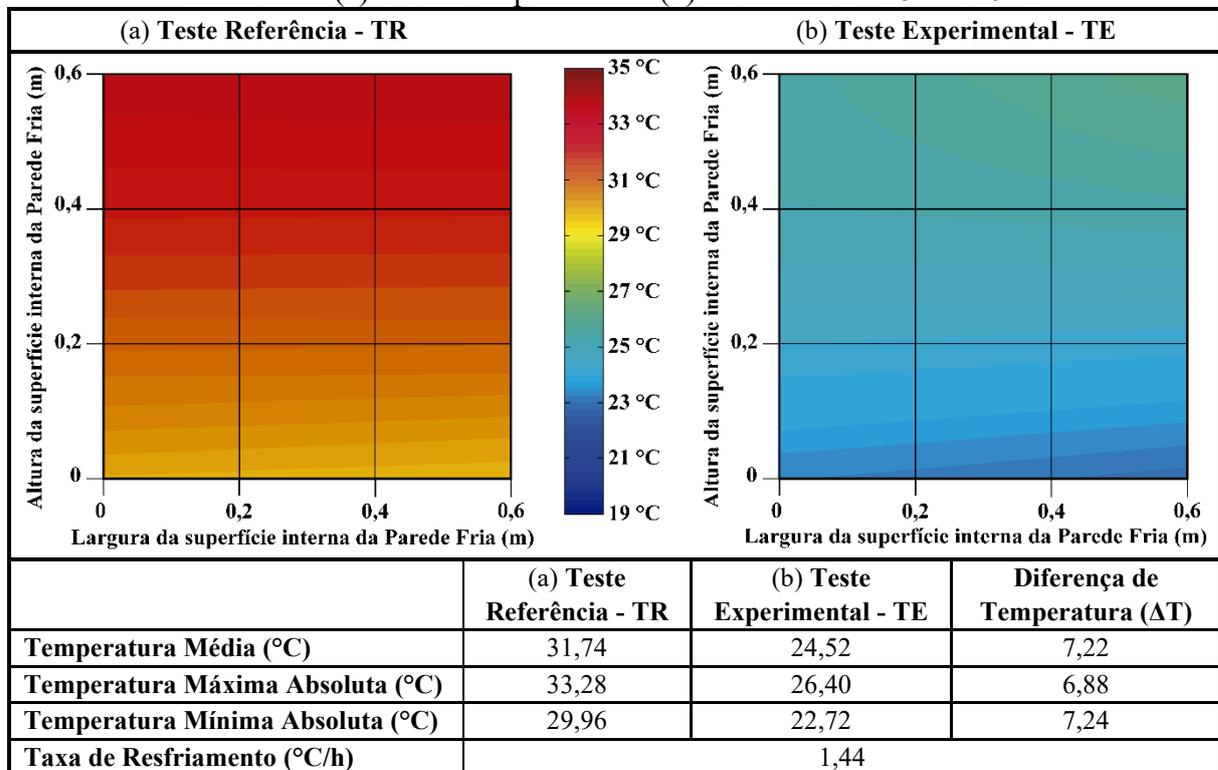
Outro método de avaliação utilizado neste item, foi a visualização do comportamento térmico da parede fria através da distribuição da temperatura superficial interna. Assim como na secção 4.2.2, as figuras são desenvolvidas com auxílio do *software* MatLab. Nesta análise, definiu-se um gradiente de temperatura para exposição das imagens entre 19 e 35 °C, no qual a coloração “azul bic” representa a menor  $T_{in}$  e o “vermelho bordô” a mais elevada. Para geração destas ilustrações, foram selecionadas as médias das temperaturas superficiais internas da PF na última hora dos Ensaios Experimentais e de Referência, uma vez que é caracterizado o

regime permanente para ambos os Testes, nos períodos supracitados, o que se mostra mais interessante para realização de comparações.

A taxa de resfriamento da superfície interna da PF também é apresentada nas Figuras 46, 47 e 48, onde, esta foi determinada levando em conta o mesmo intervalo de tempo descrito no parágrafo anteriores. Além disso, as temperaturas máximas e mínimas absolutas, as temperaturas médias dos Testes, e, as diferenças de temperatura ( $\Delta T$ ) entre TR e TE são expostas para estes parâmetros.

No Ensaio 2 - 25W e 19°C (Figura 46), é possível observar uma maior uniformidade da temperatura superficial da face interna da Parede Fria para o Teste Experimental (Figura 46b) em comparação ao Teste Referência (Figura 46a). Esta regularidade se deve pela interação dos tubos de cobre com a face da interna da PF, propiciada pela circulação de água em uma temperatura constante. Ademais, pode ser visualizado em TE, que o gradiente apresenta temperaturas menores, com tendência oblíqua a esquerda, onde está localizada a entrada de circulação de água na serpentina de cobre. Já em relação à taxa de extração de calor superficial interna da PF, este Ensaio apresentou 1,44 °C/h, valor superior a temperatura do ar em E2.

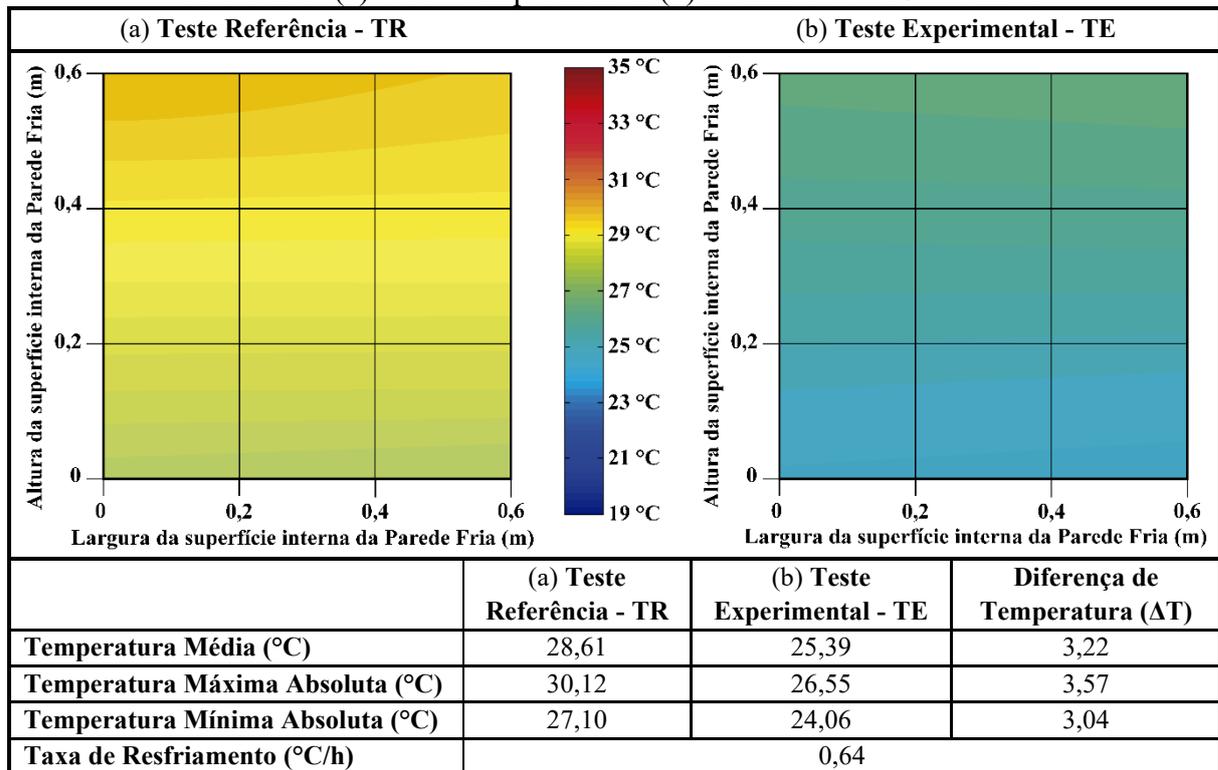
Figura 46 - Distribuição da temperatura da superfície interna da parede Fria para o Teste Referência (a) e Teste Experimental (b) no Ensaio 2 - 25W e 19°C



Assim como no Ensaio anterior (E2), o gradiente de temperatura em TE para o E4 - 20 W e 22 °C (Figura 47), teve maior regularidade em contraponto ao do Teste Referência.

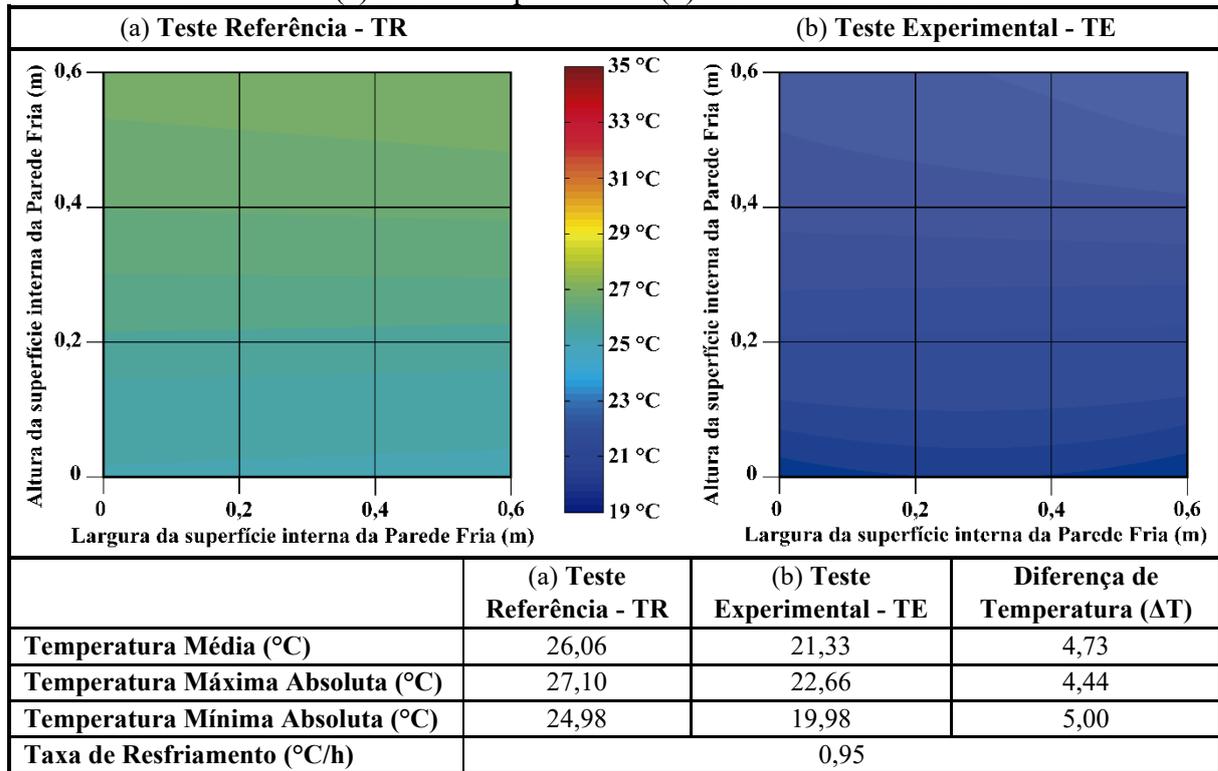
Entretanto, neste teste, a taxa de resfriamento da superfície reduziu. Isso se deve ao fato do  $\Delta T$  entre a temperatura da serpentina de cobre e a temperatura superficial interna da PF possuir o menor valor em relação aos demais Testes selecionados para apresentação neste item, contudo, quando este resultado é comparado com todos os Ensaio realizados, o E7, obtém o pior índice, uma vez que este possui  $\Delta T$  de 5,88 °C, enquanto E4 de 6,61 °C. Nesse cenário, é possível evidenciar que a performance do dispositivo reduz quando se tem  $\Delta T$  menores.

Figura 47 - Distribuição da temperatura da superfície interna da parede Fria para o Teste Referência (a) e Teste Experimental (b) no Ensaio 4 - 20W e 22°C



Na Figura 48 (Ensaio 9 15W e 16°C), o último resultado de distribuição de temperatura superficial é caracterizado. Em contradição aos Ensaio expostos, o Teste Experimental apresentou um gradiente de temperatura maior que o TR. Essa visualização pode estar relacionada ao tempo de estabilidade da temperatura interna no módulo. Como neste Ensaio foi utilizado a menor potência, acredita-se que o TR atingiu o regime permanente com menor intervalo de tempo que outras cargas empregadas, proporcionando maior uniformidade na disposição da temperatura superficial da Parede Fria em TR. Em contraposição, o Teste Experimental mostra que seriam necessárias mais horas para o mesmo resultar em gradientes menores de temperatura, que o TR.

Figura 48 - Distribuição da temperatura da superfície interna da parede Fria para o Teste Referência (a) e Teste Experimental (b) no Ensaio 9 - 15W e 16°C



No geral, nos Ensaio 2, 4 e 9, é possível notar que as maiores temperaturas se encontram nos quadrantes inferiores da superfície da parede, enquanto as menores estão situadas nos quadrantes superiores. Esse fenômeno já era esperado, uma vez que este resultado também é visualizado na análise de distribuição da temperatura do ar interno, apresentado no Item 4.2.2 desta pesquisa. Esta característica do ar menos denso subir, e o mais denso descer em ambientes internos é relatado em inúmeros trabalhos da Literatura clássica. Além disso, outro ponto em comum entre os Ensaio é o efeito gerado pela serpentina de cobre na superfície interna da Parede Fria. Em todos os Ensaio ocorrem reduções de temperatura maiores quando comparado a carga extraída da temperatura do ar, isto se devido ao contato direto entre as superfícies, propiciando maiores trocas de calor.

## 5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho teve como objetivo geral avaliar experimentalmente o potencial de termossifões bifásicos como uma estratégia bioclimática passiva para resfriamento de ambientes internos, através de uma célula teste, simulando a seção evaporadora do dispositivo. Para tanto, a partir dos resultados apresentados no Item 4 (Resultados e Discussões) desta dissertação foi possível atingir este objetivo geral, uma vez que se analisou determinados parâmetros relacionados ao ambiente térmico, tais como: a redução da temperatura do ar interno em função do tempo; a distribuição da temperatura do ar no interior do módulo experimental; e a resposta térmica da superfície interna da parede em contato do dispositivo de resfriamento. Neste contexto, os principais resultados encontrados neste estudo são listados abaixo:

- Com relação a análise preliminar, pôde-se concluir que o conjunto de termossifão mostrou-se capaz de extrair calor de do modelo de simulação de forma passiva, utilizando de coeficientes convectivos  $\leq 25 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ . Porém, vale salientar que em situações onde o  $\Delta T$  é igual a 1, observou-se certa dificuldade da estratégia proposta, necessitando elevar o número de tubos aletados para alcançar o objetivo, principalmente quando os coeficientes convectivos externos são menores ou iguais a  $10 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ . Nestes mesmos casos, quando os coeficientes externos estavam acima de  $\leq 20 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ , os resultados para  $h_{int}$  foram inferiores a  $25 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  com a aplicação de tubos aletados, atestando que a adição de superfícies aos tubos é uma técnica importante para redução de coeficientes convectivos. Também se faz importante mencionar, que mesmo em alguns resultados, não se atingindo os coeficientes convectivos  $\leq 25 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ , não se descarta que há uma redução da temperatura interna da célula teste; uma vez que tais resultados apenas demonstraram que em alguns ensaios não foi possível manter a temperatura interna a  $23 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- Além disso no Estudo preliminar (Etapa I), foi possível indicar diretrizes para elaboração da Bancada Experimental na Etapa II. Sendo elas: (1) aumentar os coeficientes externos, a partir da utilização de líquidos como convecção natural; (2) criar um sistema passivo de circulação de ar interno, para que este não ficasse estagnado durante o processo de funcionamento do sistema, possibilitando melhor desempenho do conjunto para situações críticas, como  $\Delta T$  de 1; (3) propor sistemas alternativos para a região condensadora, uma vez que esta permite mais possibilidade de arranjos e trabalhabilidade por estar locada no ambiente exterior da célula teste; e/ou (4) estudar, experimentalmente, o comportamento do dispositivo no interior do módulo a partir da imposição de temperaturas prescritas no decorrer de seu

comprimento, uma vez que em condições reais, os termosifões apresentam condutividade térmica efetiva e, tal analogia permite mais variações e menos tempo de aplicação e utilização;

- Já na Etapa experimental, foi observado uma redução significativa da temperatura do ar interno para todos os nove Ensaios realizados, após o sistema ser acionado. Dentre os casos, os Ensaios 1 (25W-22 °C), 2 (25W-19°C), 3 (25W-16°C) e 6 (20W-16°C) obtiveram os melhores desempenhos, reduzindo respectivamente a  $T_{in}$  em 5,33, 6,83, 8,93 e 5,49°C no intervalo de 5h. Desse modo, foi possível detectar o fator que mais influenciou no desempenho do sistema, sendo este a temperatura do ar interno, visto que quando a  $T_{in}$  se apresentava superior a 33°C teve-se os melhores resultados de redução. Outro ponto importante foi a temperatura da água de circulação na cavidade dos tubos, esta também mostrou interferência na performance do dispositivo, onde, nos Ensaios com 16°C, também houve extrações interessantes de calor. Ademais, como aspecto relevante e comum em ambos os ensaios, destaca-se a semelhança de comportamento da exponencial e da taxa de resfriamento ao longo do tempo, caracterizando uma estabilidade da temperatura interna após as 2h horas de acionamento nos Ensaios 1, 2 e 3, e nos demais Testes após os 60min iniciais. De forma geral, a redução da temperatura do ar no módulo experimental foi visualizada em todos os Ensaios feitos, o que possibilitou a redução da carga térmica interna e consequentemente o melhor desempenho do ambiente térmico;
- No que tange a distribuição da temperatura do ar no interior da célula teste, visualizou-se que tanto nos Testes Referências (TR) quanto nos Testes Experimentais (TE), as temperaturas mais altas se encontram nos quadrantes superiores, enquanto as menores temperaturas localizaram-se nos quadrantes inferiores. Tal fenômeno era esperado, uma vez que a partir da utilização da convecção natural em ambientes internos, o ar menos denso tende a subir, ao passo que o mais denso desce. Além disso, foi observado ao fim dos Testes Experimentais, que praticamente todos os resultados em TE apresentaram gradientes de temperaturas maiores que nos Testes Referências, com exceção aos Ensaio 3 (25W-16°C) e 4 (20W-22°C), que tiveram em TE 5,80 e 4,04°C, enquanto para TR obtiveram 6,13 e 4,09°C, respetivamente;
- No que diz respeito a resposta térmica da superfície interna da parede locada em contato com a serpentina de cobre. Verificou-se que a velocidade de estabilização das temperaturas das faces internas reduziu quando a temperatura da serpentina de cobre

aumentou. Para além, outro aspecto comum nos ensaios, é caracterizado pela resposta térmica mais rápida da Parede Fria em relação à Parede Oposta e à Temperatura do ar interno. Esta situação, foi proporcionada pelo contato direto desta superfície com a serpentina, no qual possibilitou maior taxa de extração de calor da camada. Pôde ainda ser observado que a Taxa de Resfriamento da Parede Oposta, a partir do minuto 150 mostrou-se mais levada em quase todos os Ensaios executados, em comparação a CW e a  $T_{in}$ . Isso é representado pelo retardo de resposta térmica desta superfície na primeira hora dos Testes Experimentais. Relevante a distribuição da temperatura na superfície interna parede fria, foi constatado uma uniformidade maior em comparação com os resultados obtidos nos TR, propiciado também pela comunicação dos tubos de cobre e a face.

### 5.1 Limitações do Trabalho

Neste item são elencadas as principais limitações enfrentadas para efetuação desta pesquisa, nas quais estas restringiram o desenvolvimento adequado da mesma. Nesse contexto, a realização e/ou reorganização dos pontos a baixo apresentados colaboraria com o enriquecimento do estudo, não sendo executados por questões logísticas, relativas ao cronograma/planejamento e, principalmente pelo caráter emergencial sanitário imposto pela pandemia do COVID-19 nos anos de 2020 e 2021. São elas:

- Inicialmente, pretendia-se projetar e fabricar um termossifão bifásico em circuito em condições reais para este estudo. Contudo, a partir das simulações analíticas (Etapa 1) deste estudo, percebeu-se que havia uma complexidade para a produção do mesmo, uma vez que quando houvessem coeficientes convectivos internos  $\leq 10 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  - situação semelhante a esta pesquisa - não seria possível manter a temperatura interna da célula teste de simulação a  $23^\circ\text{C}$ , quando a variação entre a temperatura do ar interno e externo da sala fosse igual ou menor que 1. Aliado a isso, destaca-se também o acesso restrito as dependências laboratoriais da UFSC, propiciado pela pandemia do COVID-19, no qual reduziu o número de usuários na Universidade e, impossibilitou a manufatura adequada do sistema com o auxílio de técnicos e especialistas da área;
- Ademais, menciona-se também a não semelhança da temperatura do ar interno em alguns casos para os Testes Referências. Nos Ensaios 7 e 8, a exemplo, os valores de  $T_{in}$  nos últimos 30min do TR são basicamente os mesmos dados de TR para os casos simulados com a potência de 20W, porém, esperava-se médias menores, como a obtida pelo Ensaio 9 (15W- $16^\circ\text{C}$ ), visto que a potência testada era inferior a anterior. Assim

sendo, para minimizar tais acontecimentos, indica-se que os Ensaios fossem efetuados com um intervalo entre os mesmos de no mínimo 48h, a fim de se evitar um acúmulo de energia nas camadas da envolvente. Além disso, caso no futuro, forem ser feitos testes neste mesmo laboratório, seria imprescindível buscar dias que aprestassem as mesmas condições climáticas, com o intuito de evitar a interferência das variações climáticas externas ao ambiente, por conseguinte nos resultados.

- Outra questão de influência nos resultados obtidos pode ser explicada pela variação térmica do ar no laboratório onde foram realizados os Ensaios, visto que, mesmo controlado por um aparelho de ar condicionado, não é totalmente vedado, e sofria conseqüentemente interferência das alterações do clima externo. Nesse cenário, seria importante que os testes fossem executados em um espaço onde a temperatura do ar deste pudesse ser totalmente dominada.

## 5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

Através das experiências adquiridas na execução deste trabalho experimental, que objetivou avaliar a partir de ensaios de laboratório o potencial de um termossifão bifásico integrado na envoltória de um Módulo Experimental (ME) como uma estratégia passiva para resfriamento de ambientes internos, são sugeridas possíveis abordagens para futuras pesquisas neste mesmo âmbito, sendo elas:

- Realizar a modelagem numérica do sistema proposto nesta pesquisa, a partir dos resultados obtidos nos Ensaios Experimentais, a fim de se quantificar o calor extraído após o acionamento do sistema;
- Experimentar o dispositivo testado neste trabalho na cobertura, visto que através dos dados encontrados no Item 4.2.2 (Distribuição da Temperatura do ar interno), visualizou-se temperaturas mais altas nos quadrantes superiores do modelo experimental, nesse contexto, seria viável tal estudo para se analisar o comportamento da carga térmica e da distribuição da temperatura interna;
- Fabricar um termossifão bifásico em circuito em escala reduzida, por meio dos dados encontrados nesta dissertação, uma vez que estes fornecem diretrizes para a manufatura do sistema, a fim de avaliá-lo experimentalmente;
- Verificar a influência de outros parâmetros que envolvem o ambiente térmico no desempenho da estratégia proposta, como por exemplo velocidade do ar, radiação solar, umidade e outros;

- Estudar a redução do consumo de energia com a aplicação do sistema, através dos dados obtidos nos experimentos deste trabalho;
- Analisar a integração do dispositivo em vedações verticais em escala real para resfriamento passivo de ambientes internos, com intuito de se estudar o desempenho do ambiente com termossifão bifásico em circuito exposto as variáveis climáticas de determinada cidade.

## REFERÊNCIAS

ADILKHANDOVA, Indira; MEMON, Shazim Ali; KIM, Jong; SHERIYEV, Almas. A novel approach to investigate the thermal comfort of the lightweight relocatable building integrated with PCM in different climates of Kazakhstan during summertime. **Energy**, [S.L.], v. 217, p. 119390-119405, fev. 2021. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2020.119390>.

AMANOWICZ, Łukasz. Controlling the Thermal Power of a Wall Heating Panel with Heat Pipes by Changing the Mass Flowrate and Temperature of Supplying Water—Experimental Investigations. **Energies**, [S.L.], v. 13, n. 24, p. 6547, 11 dez. 2020. MDPI AG. <http://dx.doi.org/10.3390/en13246547>

AHMED, Israa S.; JUBORI, Ayad M. Al. Assessment of heat transfer and flow characteristics of a two-phase closed thermosiphon. **Heat Transfer**, [S.L.], v. 50, n. 2, p. 1351-1370, 7 set. 2020. Wiley. <http://dx.doi.org/10.1002/htj.21933>.

ALIZADEH, M.; SADRAMELI, S.M.. Development of free cooling based ventilation technology for buildings: thermal energy storage (tes) unit, performance enhancement techniques and design considerations : a review. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [S.L.], v. 58, p. 619-645, maio 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.168>.

ALIZADEHDAKHEL, A.; RAHIMI, M.; ALSAIRAFI, A. A. CFD modeling of flow and heat transfer in a thermosiphon. **International Communications In Heat And Mass Transfer**, [S.L.], v. 37, n. 3, p. 312-318, mar. 2010. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.09.002>.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **NBR 15.575-1**: Edificações habitacionais: desempenho. Parte 1: Requisitos Gerais. Emenda. Rio de Janeiro, 2020. Disponível em: [https://labeee.ufsc.br/sites/default/files/documents/P\\_ABNTNBR15575\\_1\\_2020CNGPR\\_Pos\\_CN\\_SiteLabEEE.pdf](https://labeee.ufsc.br/sites/default/files/documents/P_ABNTNBR15575_1_2020CNGPR_Pos_CN_SiteLabEEE.pdf). Acesso em: 01 abr. 2021.

ASHRAE, AMERICAN SOCIETY OF HEATING REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Standard. 55**: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. Atlanta, 2017.

BAŞÇETİNÇELİK, A.; ÖZTÜRK, H.H.; PAKSOY, H.ö.; DEMIREL, Y.. Energetic and exergetic efficiency of latent heat storage system for greenhouse heating. **Renewable Energy**, [S.L.], v. 16, n. 1-4, p. 691-694, jan. 1999. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/s0960-1481\(98\)00253-5](http://dx.doi.org/10.1016/s0960-1481(98)00253-5).

BELLANI, P.; MILANEZ, F.; MANTELLI, M. B. H.; FILIPPESCHI, S.; MAMELI, M.; FANTOZZI, F. Theoretical and experimental analyses of the thermal resistance of a loop thermosiphon for passive solar heating of buildings. **Interfacial Phenomena And Heat Transfer**, [S.L.], v. 7, n. 1, p. 57-68, 2019. Begell House. <http://dx.doi.org/10.1615/interfacphenomheattransfer.2019031160>.

BELLANI, P. **L. Termossifão bifásico em circuito para aquecimento solar residencial**. 2017. 132 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2017.

BELTRÁN, R. David; MARTÍNEZ-GÓMEZ, Javier. Analysis of phase change materials (PCM) for building wallboards based on the effect of environment. **Journal Of Building Engineering**, [s.l.], v. 24, p.100726-100755, jul. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jobbe.2019.02.018>.

BHAMARE, D. K.; RATHOD, M. K.; BANERJEE, J. Passive cooling techniques for building and their applicability in different climatic zones—The state of art. **Energy And Buildings**, [S.L.], v. 198, p. 467-490, set. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.06.023>.

CHANG, S.; CASTRO-LACOUTURE, D.; YAMAGATA, Y. Decision support for retrofitting building envelopes using multi-objective optimization under uncertainties. **Journal Of Building Engineering**, [S.L.], v. 32, p. 101413, nov. 2020. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jobbe.2020.101413>.

CISTERNA, L. H. R. **Análise de um secador de ervas finas assistido por termossifões**. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.

CORBELLA, O.; CORNER, V. **Manual de arquitetura bioclimática tropical**. Rio de Janeiro: Revan, 2011.

DIAO, Y.H.; LIANG, L.; ZHAO, Y.H.; WANG, Z.y.; BAI, F.W.. Numerical investigation of the thermal performance enhancement of latent heat thermal energy storage using longitudinal rectangular fins and flat micro-heat pipe arrays. **Applied Energy**, [S.L.], v. 233-234, p. 894-905, jan. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.10.024>.

DUNN, PD, REAY, D. **Heat Pipes**, 1994, Pergamon Press, Oxford.

ELMOSBAHI, M.s.; DAHMOUNI, A.W.; KERKENI, C.; GUIZANI, A.A.; NASRALLAH, S. Ben. An experimental investigation on the gravity assisted solar heat pipe under the climatic conditions of Tunisia. **Energy Conversion And Management**, [S.L.], v. 64, p. 594-605, dez. 2012. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2012.06.009>.

EPE (2020), **Balanco Energético Nacional 2020**. Empresa de Pesquisa Energética, Brasília, 2020. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/balanco-energetico-nacional-2020>>. Acesso em 08 de janeiro de 2020.

FANTOZZI, F. *et al.* An Innovative Enhanced Wall to Reduce the Energy Demand in Buildings. **Journal Of Physics: Conference Series**, [s.l.], v. 796, p.012043-012054, jan. 2017. IOP Publishing. <http://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/796/1/012043>.

FANTOZZI, F.; FILIPPESCHI S.; MAMELI, M.; MANTELLI, M. B. H.; MILANEZ, F. H. **How a wall thermosiphon can enhance the energy savings in a prefabricated house in Italy**. In: 18TH IHPC AND 12TH IHPS. Jeju, Korea: Jun. 2017.

FILIPPESCHI, S.. Comparison between miniature periodic two-phase thermosyphons and miniature LHP applied to electronic cooling equipment. **Applied Thermal Engineering**, [S.L.], v. 31, n. 5, p. 795-802, abr. 2011. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.10.028>.

FRANCO, A.; FILIPPESCHI, S.. Experimental analysis of Closed Loop Two Phase Thermosiphon (CLTPT) for energy systems. **Experimental Thermal And Fluid Science**,

[S.L.], v. 51, p. 302-311, nov. 2013. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2013.08.013>.

FREITAS, D. L. A. **Caracterização numérica e experimental de um coletor de placa plana**. 2017. 125 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro de Tecnologia, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2017.

FLORENSA, R. S.; ROURA, H. C. **Arquitectura y Energía natural**: 1. ed. Barcelona: Editorial UPC, 1995.

FROTA, A. B.; SHIFFER, S. R. **Manual do Conforto Térmico**. 3 ed. São Paulo: Studio Nobel, 1999. p. 243.

GEDIK, E. Experimental investigation of the thermal performance of a two-phase closed thermosyphon at different operating conditions. **Energy And Buildings**, [S.L.], v. 127, p. 1096-1107, set. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.06.066>.

GIVONI, B. Comfort, climate analysis and building design guidelines. **Energy And Buildings**, [S.L.], v. 18, n. 1, p. 11-23, jan. 1992. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/0378-7788\(92\)90047-k](http://dx.doi.org/10.1016/0378-7788(92)90047-k).

GONG, Qipeng; KOU, Fangcheng; SUN, Xiaoyu; ZOU, Yu; MO, Jinhan; WANG, Xin. Towards zero energy buildings: a novel passive solar house integrated with flat gravity-assisted heat pipes. **Applied Energy**, [S.L.], v. 306, p. 117981, jan. 2022. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.117981>.

GROLL, M.; RÖSLER, S. Operation principles and performance of heat pipes and closed two-phase thermosyphons. **Journal Non-Equilibrium Thermodynamics**, v. 17, p. 91-151, 1992. <https://doi.org/10.1515/jnet.1992.17.2.91>

GUARDA, E. L. A. da; DURANTE, L. C.; CALLEJAS, I. J. A. Efeitos do Aquecimento Global nas Estratégias de Projeto das Edificações por Meio de Cartas Bioclimáticas. **E&s Engineering And Science**, [S.L.], v. 7, n. 2, p. 54-69, 27 jun. 2018. Universidade Federal de Mato Grosso. <http://dx.doi.org/10.18607/es201876827>.

HOU, Mingdong; KONG, Xiangfei; LI, Han; YANG, Hua; CHEN, Wanhe. Experimental study on the thermal performance of composite phase change ventilated roof. **Journal Of Energy Storage**, [S.L.], v. 33, p. 102060, jan. 2021. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.est.2020.102060>.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P; BERGMAN; Theodore, L; LAVINE; Adrienne S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. Tradução e revisão técnica de Eduardo Mach Queiroz, Fernando Luiz Pellegrini Pessoa. Rio de Janeiro: LTC, 2012.

IEA (2013), **Transition to Sustainable Buildings**. International Energy Agency, Paris, 2013. Disponível em: <<https://webstore.iea.org/download/direct/745>>. Acesso em 08 de janeiro de 2020.

IEA (2018), **The Future of Cooling**. International Energy Agency, Paris, 2018. Disponível em: <<https://webstore.iea.org/download/direct/1036>>. Acesso em 28 de janeiro de 2020.

IEA (2020), **Global Status Report for Buildings and Construction 2020**. International Energy Agency, Paris, 2020. Disponível em: <<https://globalabc.org/sites/default/files/inline->

files/2020%20Buildings%20GSR\_FULL%20REPORT.pdf>. Acesso em 08 de janeiro de 2020.

INVIDIATA, Andrea; GHISI, Enedir. Impact of climate change on heating and cooling energy demand in houses in Brazil. **Energy And Buildings**, [S.L.], v. 130, p. 20-32, out. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.07.067>.

IPCC (*Intergovernmental Panel on Climate Change*). Climate Change 2014: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change; IPCC: Geneva, Switzerland, 2014.

KRARTI, M.; DENEUVILLE, A. Comparative evaluation of optimal energy efficiency designs for French and US office buildings. **Energy And Buildings**, [s.l.], v. 93, p.332-344, abr. 2015. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.01.046>.

KUZNIK, F.; VIRGONE, J. Experimental assessment of a phase change material for wall building use. **Applied Energy**, [S.L.], v. 86, n. 10, p. 2038-2046, out. 2009. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.01.004>.

LAMBERTS, R.; DUTRA, L.; PEREIRA, F. O. R. **Eficiência Energética na Arquitetura**. 3. ed. São Paulo: PW, 2014. p. 382.

LI, Dong; WU, Yangyang; ZHANG, Guojun; ARđCd, Müslüm; LIU, Changyu; WANG, Fuqiang. Influence of glazed roof containing phase change material on indoor thermal environment and energy consumption. **Applied Energy**, [S.L.], v. 222, p. 343-350, jul. 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.04.015>.

Li, Z.; Zhang, D.; Li, C. Experimental Study on Thermal Response Characteristics of Indoor Environment with Modular Radiant Cooling System. **Energies**, [s.l.], v. 5012, p.01-13, set. 2020. <https://doi.org/10.3390/en13195012>.

LI, Z.; ZHANG, Z. Dynamic heat transfer characteristics of wall implanted with heat pipes in summer. **Energy And Buildings**, [s.l.], v. 170, p.40-46, jul. 2018. Elsevier BV. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.03.071>.

LIU, C. *et al.* Optimisation of a wall implanted with heat pipes and applicability analysis in areas without district heating. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 151, p.486-494, mar. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.108>.

LIU, Chang; ZHANG, Zhigang. Thermal response of wall implanted with heat pipes: experimental analysis. **Renewable Energy**, [S.L.], v. 143, p. 1687-1697, dez. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2019.05.123>.

MANTELLI, Marcia B. H. **Tubos de calor e termossifões**. Brasil: Universidade Federal de Santa Catarina, 2012. 278 p. Notas de aula.

MANTELLI, Marcia Barbosa Henriques. Thermosyphons and Heat Pipes: theory and applications. **Springer International Publishing**, [S.L.], v. 1, n. 1, p. 1-413, 2021. Springer International Publishing.

MORERIRA JÚNIOR, J. M.; CISTERNA, L. H. R.; MANTELLI, M.; MILANEZ, F. H. **Development of numerical tools for shell-and-shell thermosyphon heat exchanger design**. In: IX Minsk International Seminar “Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources”, Minsk, Belarus, 07-10 September, 2015.

- NURLYBEKOVA, Gauhar; MEMON, Shazim Ali; ADILKHANOVA, Indira. Quantitative evaluation of the thermal and energy performance of the PCM integrated building in the subtropical climate zone for current and future climate scenario. **Energy**, [S.L.], v. 219, p. 119587-119596, mar. 2021. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2020.119587>.
- NOIE, S.H.. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon. **Applied Thermal Engineering**, [S.L.], v. 25, n. 4, p. 495-506, mar. 2005. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.06.019>.
- OMRANY, H. *et al.* Application of passive wall systems for improving the energy efficiency in buildings: A comprehensive review. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v. 62, p.1252-1269, set. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2016.04.010>.
- OLGYAY, Victor. **Arquitetura y Clima**: 1. ed. Barcelona: Editorial Gustavo Gili, 1963.
- PAIVA, K. V. DE. **Comportamento térmico em gravidade e micro gravidade de minitubos de calor do tipo fios-placas**. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.
- PIORO, L. S.; PIORO, I. L. **Industrial two-phase thermosyphons**. New York: Begell House, 1997.
- QUADROS, Bianca Milani de; MIZGIER, Martin Ordenes. Conforto térmico em ambientes de internação hospitalar naturalmente ventilados. **Ambiente Construído**, [S.L.], v. 20, n. 2, p. 113-134, jun. 2020. FapUNIFESP (SciELO). <http://dx.doi.org/10.1590/s1678-86212020000200391>.
- SADINENI, Suresh B.; MADALA, Srikanth; BOEHM, Robert F.. Passive building energy savings: A review of building envelope components. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v. 15, n. 8, p.3617-3631, out. 2011. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.014>.
- SAFFARI, Mohammad *et al.* Simulation-based optimization of PCM melting temperature to improve the energy performance in buildings. **Applied Energy**, [s.l.], v. 202, p.420-434, set. 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.05.107>.
- SARMIENTO, A. P. C.; CISTERNA, L. H. R.; MILANESE, F.H.; MANTELLI, M.B.H. A numerical method for shell and thermosyphon heat exchanger analysis. In: X MINSK INTERNACIONAL SEMINAR “Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources”. Minsk, Belarus, September, 2018.
- SHABGARD, Hamidreza; ALLEN, Michael J.; SHARIFI, Nourouddin; BENN, Steven P.; FAGHRI, Amir; BERGMAN, Theodore L.. Heat pipe heat exchangers and heat sinks: opportunities, challenges, applications, analysis, and state of the art. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [S.L.], v. 89, p. 138-158, out. 2015. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.05.020>.
- SANTAMOURIS, Mattheos; KOLOKOTSA, Dionysia. Passive cooling dissipation techniques for buildings and other structures: the state of the art. **Energy And Buildings**, [S.L.], v. 57, p. 74-94, fev. 2013. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.11.002>.
- SILVA, A. K. DA. **Análise de um forno de cocção de pães assistido por termossifões de duas fases**. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.

SUN, Zhijian; ZHANG, Zhigang; DUAN, Caixia. The applicability of the wall implanted with heat pipes in winter of China. **Energy And Buildings**, [s.l.], v. 104, p.36-46, out. 2015. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.06.082>.

TAN, Ronghua; ZHANG, Zhigang. Heat pipe structure on heat transfer and energy saving performance of the wall implanted with heat pipes during the heating season. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 102, p.633-640, jun. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.085>.

TRIANA, Maria Andrea; LAMBERTS, Roberto; SASSI, Paola. Should we consider climate change for Brazilian social housing? Assessment of energy efficiency adaptation measures. **Energy And Buildings**, [S.L.], v. 158, p. 1379-1392, jan. 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.11.003>.

WANG, Haojie; CHEN, Qingyan. Impact of climate change heating and cooling energy use in buildings in the United States. **Energy And Buildings**, [S.L.], v. 82, p. 428-436, out. 2014. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.07.034>.

WANG, Qian; WU, Runqi; WU, Yu; ZHAO, C.y.. Parametric analysis of using PCM walls for heating loads reduction. **Energy And Buildings**, [S.L.], v. 172, p. 328-336, ago. 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.05.012>.

WEI, He *et al.* Experimental study on the performance of a novel RC-PCM-wall. **Energy And Buildings**. [S.L.], v. 199, p. 297-310, jan. 2019. Elsevier BV. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.07.001>.

XU, Z.; ZHANG, Y.; LI, B.; WANG, C.; LI, Y. The influences of the inclination angle and evaporator wettability on the heat performance of a thermosyphon by simulation and experiment. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [S.L.], v. 116, p. 675-684, jan. 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.09.028>.

YAN, Tian; LI, Ji; GAO, Jiajia; XU, Xinhua; YU, Jinghua. Model validation and application of the coupled system of pipe-encapsulated PCM wall and nocturnal sky radiator. **Applied Thermal Engineering**, [S.L.], v. 194, p. 117057, jul. 2021. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117057>.

YU, Cairui; SHEN, Dongmei; HE, Wei; HU, Zhongting; ZHANG, Sheng; CHU, Wenfeng. Parametric analysis of the phase change material wall combining with micro-channel heat pipe and sky radiative cooling technology. **Renewable Energy**, [S.L.], v. 178, p. 1057-1069, nov. 2021. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2021.07.001>.

ZEINELABDEIN, Rami; OMER, Siddig; GAN, Guohui. Critical review of latent heat storage systems for free cooling in buildings. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v. 82, p.2843-2868, fev. 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.10.046>.

ZHANG, Chengbin; CHEN, Yongping; WU, Liangyu; SHI, Mingheng. Thermal response of brick wall filled with phase change materials (PCM) under fluctuating outdoor temperatures. **Energy And Buildings**, [S.L.], v. 43, n. 12, p. 3514-3520, dez. 2011. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.09.028>.

ZHANG, Zhigang; WU, Ming; YAO, Wanxiang. Performance of the wall implanted with heat pipes on indoor thermal environment. **Indoor And Built Environment**, [S.L.], p. 2110276-2110288, 9 ago. 2021. SAGE Publications. <http://dx.doi.org/10.1177/1420326x211027614>.

ZHANG, Yinping *et al.* Ideal thermophysical properties for free-cooling (or heating) buildings with constant thermal physical property material. **Energy And Buildings**, [s.l.], v. 38, n. 10, p.1164-1170, out. 2006. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2006.01.008>.

ZHANG, Zhigang; DING, Yi; GUO, Chunmei. Dynamic heat transfer performance of the wall implanted with heat pipes and its energy saving characteristics during the heating season. **Energy Procedia**, [S.L.], v. 158, p. 1155-1160, fev. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.297>.

ZHANG, Zhigang; LI, Zengrui. Heat transfer performance of the Trombe wall implanted with heat pipes during daytime in winter. **Science And Technology For The Built Environment**, [s.l.], v. 25, n. 7, p.935-944, 20 maio 2019. Informa UK Limited. <http://dx.doi.org/10.1080/23744731.2018.1538901>.

ZHANG, Zhigang; SUN, Zhijian; DUAN, Caixia. A new type of passive solar energy utilization technology-The wall implanted with heat pipes. **Energy And Buildings**, [s.l.], v. 84, p.111-116, dez. 2014. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.08.016>.

ZHONG, Wei; JI, Wenhui. Applications of coupling thermosyphons with phase change materials: a review. **Energy And Buildings**, [S.L.], v. 233, p. 110690-110708, fev. 2021. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.110690>.

ZHU, Li *et al.* Thermal performances study on a façade-built-in two-phase thermosyphon loop for passive thermo-activated building system. **Energy Conversion And Management**, [s.l.], v. 199, p.112059-112075, nov. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112059>.

ZHU, Na; MA, Zhenjun; WANG, Shengwei. Dynamic characteristics and energy performance of buildings using phase change materials: a review. **Energy Conversion And Management**, [S.L.], v. 50, n. 12, p. 3169-3181, dez. 2009. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2009.08.019>.

## APÊNDICE A - Códigos MatLab

## CÓDIGO 1 - Modelagem do termossifão

```

function [qt, qe, qc, Tv, Tw_e, Tw_c, R_T, R_c, R_e] =
L01_LOOP_TWO_PHASE_THERMOSYPHON(fluid_v, d_ext_e, d_int_e, d_ext_c, d_int_c, le,
lc, k_tubo, P_0, F, T_ext, T_int, h_ext, h_int, A_int, A_ext, ne, nc, eta_c_e, eta_c_c)
i=1;
ni=1000;
qt=1; % Estimativa inicial do calor total trocado [W] (O valor tanto faz)
Tv=(T_int+T_ext)/2; % Estimativa inicial da temperatura de vapor [K]
while i<ni
qc=qt/nc;
qe=qt/ne;

%% PROPRIEDADES DO FLUIDO DE TRABALHO
P_v=Props('P', 'T', Tv, 'Q', 1, fluid_v)*1000; %[Pa]
rho_v=Props('D', 'T', Tv, 'Q', 1, fluid_v); %[kg/m3]
rho_l=Props('D', 'T', Tv, 'Q', 0, fluid_v); %[kg/m3]
mu_v=Props('V', 'T', Tv, 'Q', 1, fluid_v); %Viscosidade Dinâmica [Pa-s]
mu_l=Props('V', 'T', Tv, 'Q', 0, fluid_v); %Viscosidade Dinâmica [Pa-s]
TS=Props('I', 'T', Tv, 'Q', 1, fluid_v); %Tensão Superficial [N/m]
h_v=Props('H', 'T', Tv, 'Q', 1, fluid_v)*1000; %[J/kg]
h_l=Props('H', 'T', Tv, 'Q', 0, fluid_v)*1000; %[J/kg]
c_p_v=Props('C', 'T', Tv, 'Q', 1, fluid_v)*1000; %[J/kg-K]
c_v_v=Props('O', 'T', Tv, 'Q', 1, fluid_v)*1000; %[J/kg-K]
c_p_l=Props('C', 'T', Tv, 'Q', 0, fluid_v)*1000; %[J/kg-K]
c_v_l=Props('O', 'T', Tv, 'Q', 0, fluid_v)*1000; %[J/kg-K]
k_l=Props('L', 'T', Tv, 'Q', 0, fluid_v)*1000; %[W/m-K]
k_v=Props('L', 'T', Tv, 'Q', 1, fluid_v)*1000; %[W/m-K]
J_v=c_p_v/c_v_v;
h_vl=(h_v-h_l); %[J/kg]
g=9.81; %[m/s2]
Pr_l=c_p_l*mu_l/k_l;

%% RESISTÊNCIAS INTERNAS E EXTERNAS
R_int=1/(A_int*h_int*eta_c_e);
R_ext=1/(A_ext*h_ext*eta_c_c);

%% RESISTÊNCIAS TÉRMICAS
R2=log(d_ext_e/d_int_e)/(2*pi*le*k_tubo);
R8=log(d_ext_c/d_int_c)/(2*pi*lc*k_tubo);

%% Groll and Rosler (1987) EVAPORADOR
phi_2=((h_vl*k_l^3*rho_l^2)/mu_l)^(1/4);
phi_3=(rho_l^0.65*k_l^0.3*c_p_l^0.7)/(rho_v^0.25*h_vl^0.4*mu_l^0.1)*(P_v/P_0)^0.23;
R_3f=0.235*qe^(1/3)/(d_int_c^(4/3)*g^(1/3)*le*phi_2^(4/3));
R_3p=1/(g^0.2*phi_3*qe^0.4*(pi*d_int_e*le)^0.6);
R3=F*R_3p+(1-F)*R_3f;

%% Groll and Rosler (1987) CONDENSADOR
phi_2=((h_vl*k_l^3*rho_l^2)/mu_l)^(1/4);
R7=0.235*qc^(1/3)/(d_int_c^(4/3)*g^(1/3)*lc*phi_2^(4/3));
%% RESISTÊNCIAS TOTAIS
R_e=R_int+(R2+R3)/ne;
R_c=R_ext+(R7+R8)/nc;
R_T=R_e+R_c;

%% CALOR TOTAL TROCADO
qx=(T_int-T_ext)/R_T;

```

```

%% TEMPERATURA DE VAPOR
Tv=T_int-R_e*qe;

%% TEMPERATURA DA PAREDE DO EVAPORADO E O CONDENSADOR
Tw_e=T_int+qe*R_int;
Tw_c=T_ext+qc*R_ext;
dif_q=abs(qx-qt)/qx;
if dif_q>0.01
    qt=qx;
    i=i+1;
else
    i=ni;
end
end
end

function [ Af,At,Ac,eta_a,eta_c] = B02_ALETA_ANULAR
(t_a,D_a,k_a,N_a,Nt,do,h,H,l_t)
%%
r1=do/2;
r2=D_a/2;
r2c=r2+t_a/2;
m=(2*h/(k_a*t_a))^(1/2);
C2=(2*r1/m)/(r2c^2-r1^2);
Ap=pi*do*(H-2*l_t)*Nt*(1-t_a*N_a);
Af=pi*(H-2*l_t)*N_a*Nt*((D_a^2-do^2)/2+D_a*t_a);
At=Ap+Af;
Ac=At/Nt;
eta_a=C2*(besselk(1,m*r1)*besseli(1,m*r2c)-
besseli(1,m*r1)*besselk(1,m*r2c))/(besseli(0,m*r1)*besselk(1,m*r2c)+besselk
(0,m*r1)*besseli(1,m*r2c));
eta_c=1-Af/At*(1-eta_a);
end

function [ At,eta_a,eta_0] = B03_ALETA_PLANA
(ALETA_e,t_a,w_a,k_a,N,do,h,le)
%%
if ALETA_e==1
    Wc=(w_a+t_a/2);
    m=(2*h/(k_a*t_a))^(1/2);
    eta_a=tanh(m*Wc)/(m*Wc);
    A_a=2*(w_a+t_a/2)*le;
    A_b=(pi*do-N*t_a)*le;
    At=N*A_a+A_b;
    eta_0=1-(N*A_a/At)*(1-eta_a);
else
    At=pi*do*le;
    eta_a=1;
    eta_0=1;
end
end

```

## CÓDIGO 2 – Projeto do conjunto de termossifão

```

clear all
clc
%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% DADOS DE ENTRADA
%% Projeto
fluid_v='R141b';      % 'R141b' 'H2O' %Tipo de fluido de trabalho
k_tubo=380;          % Material do tubo Cobre 380 [W/m-K]; Aço 51 [W/m-K];
Alumínio 200 [W/m-K]
P_0=101.3;          % Pressão Atmosférica [kPa]
T_int=23+273.15;   % Temperatura Interna da sala constante [K]
DeltaT=4;           % Diferença de Temperatura Interna e Externa da sala
[K]
q_m=25;             % Carga Térmica [W] para manter o ambiente em
T_in...Ideal seria implementar código
W_disponivel=0.75;  % Comprimento de parede máximo disponível [m]
f_afastamento=1.5; % Fator de afastamento...indica o espaçamento entre
tubos no interior da casa
%% Evaporador
d_ext_e=25.4/1000;  % Diâmetro externo do evaporador do termossifão [m]
d_int_e=21.4/1000; % Diâmetro interno do evaporador do termossifão [m]
F=0.6;              % Fator de Enchimento
le=0.75;            % Comprimento do evaporador [m]
ne=6;               % Número de evaporadores
%% Condensador
d_ext_c=25.4/1000;  % Diâmetro externo do condensador do termossifão [m]
d_int_c=21.4/1000; % Diâmetro interno do condensador do termossifão [m]
lc=0.75;            % Comprimento do condensador [m]
nc=6;               % Número de condensadores
%% DADOS DA ALETA DO EVAPORADOR (ALETA PLANA)
ALETA_e=1;          % [0] SEM ALETA ; [1] COM ALETA
t_a_e=2/1000;       % Espessura da aleta [m]
w_a_e=40/1000;      % Largura da aleta [m]
k_a_e=380;          % Material do tubo Cobre 380 [W/m-K]; Aço 51
[W/m-K]; Alumínio 200 [W/m-K]
N_a_e=12;           % Número total de aletas
Xt_e=pi*d_ext_e-N_a_e*t_a_e;
%% DADOS DA ALETA DO CONDENSADOR
ALETA_c=1;          % [0] SEM ALETA ; [1] COM ALETA
l_t_c=50/1000;      % Comprimento perdido do tubo no
processo de fabricação da aleta [m]
t_a_c=0.3/1000;     % Espessura da aleta [m];
D_a_c=65/1000;      % Diâmetro da aleta [m]');
k_a_c=380;          % Material do tubo Cobre 380 [W/m-K];
Aço 51 [W/m-K]; Alumínio 200 [W/m-K]
N_a_x_c=300;        % Número de aletas por metro
s_a_c=1/N_a_x_c;    % Passo entre aletas
N_a_c=1+floor((lc-l_t_c-t_a_c)/s_a_c); % Número total de aletas no
condensador
%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% AVISO ERRO DE ESPAÇAMENTO DE ALETAS

```

```

[Erro] = E01_ERRO_ALETA(Xt_e,t_a_e,s_a_c,t_a_c);
%% TEMPERATURA EXTERNA DO AMBIENTE
T_ext=T_int-DeltaT; % Temperatura Externa do ambiente [K]
%% COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR
h_ext=[10 50 100 250 500];
h_int=[1:10:100];
%% CALOR TOTAL TRANSFERIDO E TEMPERATURA DE VAPOR
for i=1:length(h_int)
    q_max(i)=q_m;
    [ At_e,eta_a_e(i),eta_0_e(i)] = B03_ALETA_PLANA(
ALETA_e,t_a_e,w_a_e,k_a_e,N_a_e,d_ext_e,h_int(i),le);
    for j=1:length(h_ext)
        [ At_c,eta_a_c(j),eta_0_c(j)] = B02_ALETA_ANULAR(
ALETA_c,t_a_c,D_a_c,k_a_c,N_a_c,d_ext_c,h_ext(j),lc);

[qt(i,j),qe(i,j),qc(i,j),Tv(i,j),Tw_e(i,j),Tw_c(i,j),R_T(i,j),R_c(i,j),R_e(
i,j)] =
L01_LOOP_TWO_PHASE_THERMOSYPHON(fluid_v,d_ext_e,d_int_e,d_ext_c,d_int_c,le,
lc,k_tubo,P_0,F,T_ext,T_int,h_ext(j),h_int(i),At_e,At_c,ne,nc,eta_0_e(i),et
a_0_c(j));
        end
    end
end
%% GEOMETRIA FINAL
if ALETA_e==1
    W_wall=(d_ext_e+w_a_e)*ne*f_afastamento;
else
    W_wall=d_ext_e*ne*f_afastamento;
end
if W_wall>W_disponivel
    fprintf('ERRO: DIMINUIR O NÚMERO DE TUBOS OU USAR ALETAS');
end
%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% GRÁFICOS
figure(1)
set(gcf,'Color',[1 1 1])
set(gca,'Fontname','Times','FontSize',12)
plot(
R_T(:,1),qt(:,1),R_T(:,2),qt(:,2),R_T(:,3),qt(:,3),R_T(:,4),qt(:,4),R_T(:,5
),qt(:,5),R_T(:,5),q_max,'MarkerSize',5,'linewidth',0.5)
ylabel('Taxa de Calor
[W]', 'FontWeight', 'bold', 'Fontname', 'Times', 'FontSize', 14);
xlabel('Resistência Térmica Total
[K/W]', 'FontWeight', 'bold', 'Fontname', 'Times', 'FontSize', 14);
ylim([0 1]);
xlim([0 0.2]);
fig.PaperUnits = 'centimeters';
fig.PaperPosition = [0 0 15 10];
legend({'h_e_x_t=10 [W/m2-K]', 'h_e_x_t=50 [W/m2-K]', 'h_e_x_t=100 [W/m2-
K]', 'h_e_x_t=500 [W/m2-K]', 'h_e_x_t=1000 [W/m2-K]', 'Carga Térmica
Máxima'}, 'orientation', 'vertical', 'location', 'north', 'FontSize', 10, 'Fontnam
e', 'Times')
grid on,
hold on
%% GRÁFICOS
figure(2)
set(gcf,'Color',[1 1 1])
set(gca,'Fontname','Times','FontSize',12)

```

```

plot(
h_int,qt(:,1),h_int,qt(:,2),h_int,qt(:,3),h_int,qt(:,4),h_int,qt(:,5),h_int
,q_max,'MarkerSize',5,'linewidth',0.5)
ylabel('Taxa de Calor
[W]','FontWeight','bold','Fontname','Times','FontSize',14);
xlabel('Coeficiente de transferência de Calor (interno) [W/m2-
K]','FontWeight','bold','Fontname','Times','FontSize',14);
%ylim([0 1]);
%xlim([0 0.2]);
fig.PaperUnits = 'centimeters';
fig.PaperPosition = [0 0 15 10];
legend({'h_e_x_t=5 [W/m2-K]','h_e_x_t=15 [W/m2-K]','h_e_x_t=25 [W/m2-
K]','h_e_x_t=50 [W/m2-K]','h_e_x_t=100 [W/m2-K]','Carga Térmica
Máxima'},'orientation','vertical','location','north','FontSize',10,'Fontnam
e','Times')
grid on,
hold on
%% GRÁFICOS
figure(3)
set(gcf,'Color',[1 1 1])
set(gca,'Fontname','Times','FontSize',12)
plot(
R_e(:,1),qt(:,1),R_e(:,2),qt(:,2),R_e(:,3),qt(:,3),R_e(:,4),qt(:,4),R_e(:,5
),qt(:,5),'MarkerSize',5,'linewidth',0.5)
ylabel('Taxa de Calor
[W]','FontWeight','bold','Fontname','Times','FontSize',14);
xlabel('Resistência Térmica Total do Evaporador (interno)
[K/W]','FontWeight','bold','Fontname','Times','FontSize',14);
%ylim([0 1]);
%xlim([0 0.2]);
fig.PaperUnits = 'centimeters';
fig.PaperPosition = [0 0 15 10];
legend(strcat('R_c [K/W]=',num2str(R_c(1,:)))
grid on,
hold on
%% GRÁFICOS
figure(4)
set(gcf,'Color',[1 1 1])
set(gca,'Fontname','Times','FontSize',12)
plot(h_int,eta_0_e,'r','MarkerSize',5,'linewidth',0.5)
ylabel('Eficiência Global de Aleta
Evaporador','FontWeight','bold','Fontname','Times','FontSize',14);
xlabel('Coeficiente de transferência de Calor [W/m2-
K]','FontWeight','bold','Fontname','Times','FontSize',14);
ylim([0 1]);
%xlim([0 0.2]);
fig.PaperUnits = 'centimeters';
fig.PaperPosition = [0 0 15 10];
%
legend({'Evaporador','Condensador'},'orientation','vertical','location','no
rth','FontSize',10,'Fontname','Times')
grid on,
hold on
%% GRÁFICOS
figure(5)
set(gcf,'Color',[1 1 1])
set(gca,'Fontname','Times','FontSize',12)
plot(h_ext,eta_0_c,'r','MarkerSize',5,'linewidth',0.5)
ylabel('Eficiência Global de Aleta
Condensador','FontWeight','bold','Fontname','Times','FontSize',14);

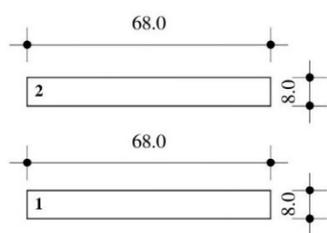
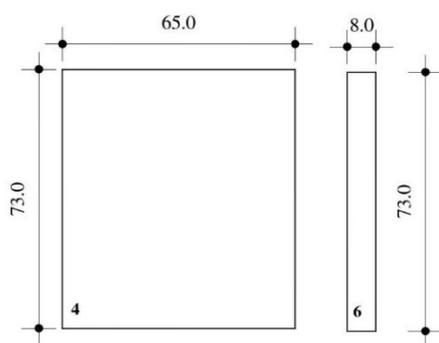
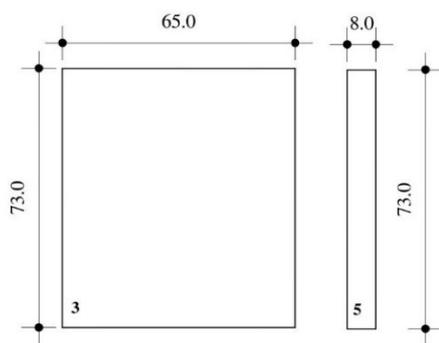
```

```

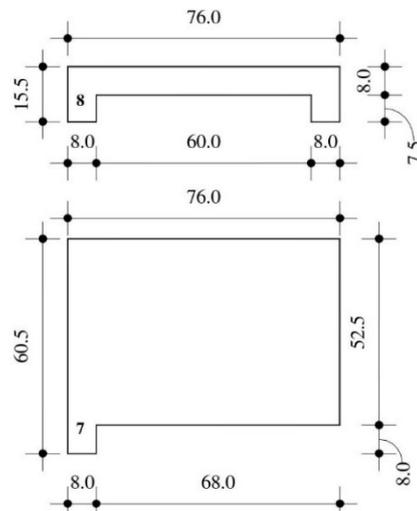
xlabel('Coeficiente de transferência de Calor [W/m2-
K]', 'FontWeight', 'bold', 'Fontname', 'Times', 'FontSize', 14);
ylim([0 1]);
%xlim([0 0.2]);
fig.PaperUnits = 'centimeters';
fig.PaperPosition = [0 0 15 10];
%legend({'Evaporador', 'Condensador'}, 'orientation', 'vertical', 'location', 'n
orth', 'FontSize', 10, 'Fontname', 'Times')
grid on,
hold on
%% GRÁFICOS
figure(6)
set(gcf, 'Color', [1 1 1])
set(gca, 'Fontname', 'Times', 'FontSize', 12)
plot( h_int, Tv(:,1)-273.15, h_int, Tv(:,2)-273.15, h_int, Tv(:,3)-
273.15, h_int, Tv(:,4)-273.15, h_int, Tv(:,5)-
273.15, 'MarkerSize', 5, 'linewidth', 0.5)
ylabel('Temperatura de Vapor
[°C]', 'FontWeight', 'bold', 'Fontname', 'Times', 'FontSize', 14);
xlabel('Coeficiente de transferência de Calor (interno) [W/m2-
K]', 'FontWeight', 'bold', 'Fontname', 'Times', 'FontSize', 14);
%ylim([0 1]);
%xlim([0 0.2]);
fig.PaperUnits = 'centimeters';
fig.PaperPosition = [0 0 15 10];
legend({'h_e_x_t=10 [W/m2-K]', 'h_e_x_t=50 [W/m2-K]', 'h_e_x_t=100 [W/m2-
K]', 'h_e_x_t=500 [W/m2-K]', 'h_e_x_t=1000 [W/m2-
K]'}, 'orientation', 'vertical', 'location', 'north', 'FontSize', 10, 'Fontname', '
Times')
grid on,
hold on

```

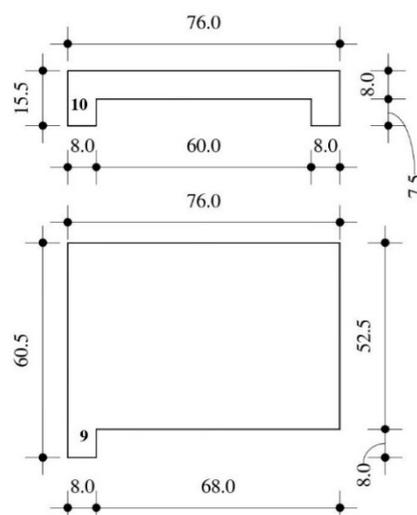
### APÊNDICE B - Planificação do módulo experimental



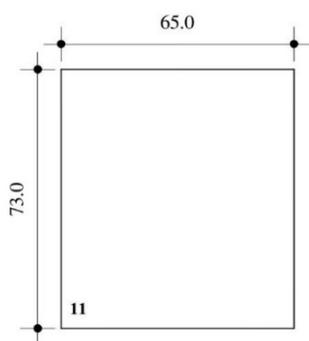
Porta - Chapa base, topo e laterais



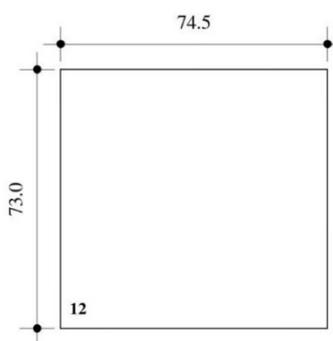
Módulo - Chapa externa base



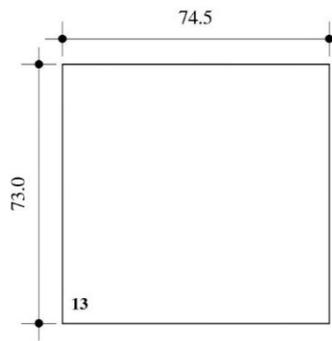
Módulo - Chapa externa topo



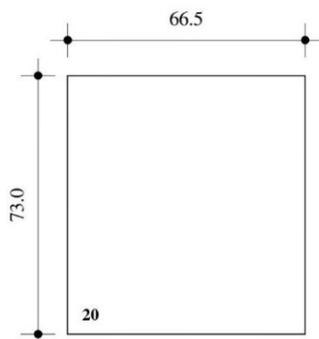
Módulo - Chapa externa lateral direita



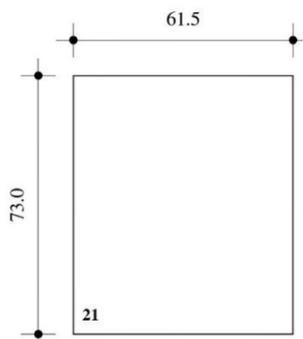
Módulo - Chapa externa posterior



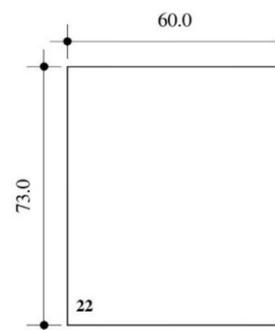
Módulo - Chapa externa lateral esquerda



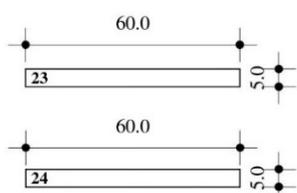
Módulo - Chapa interna lateral esquerda



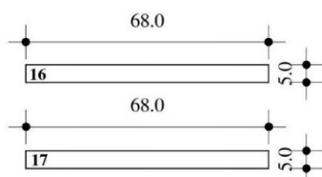
Módulo - Chapa interna posterior



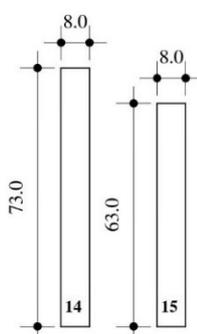
Módulo - Chapa interna lateral direita



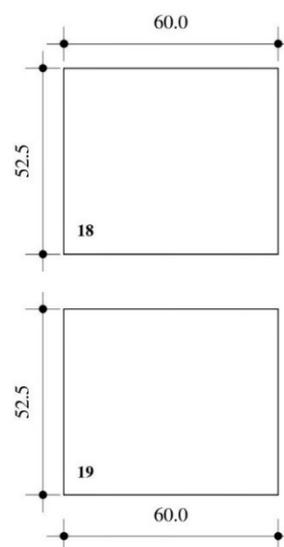
Módulo - Chapa acabamentos internos



Módulo - Chapa acabamentos frontais



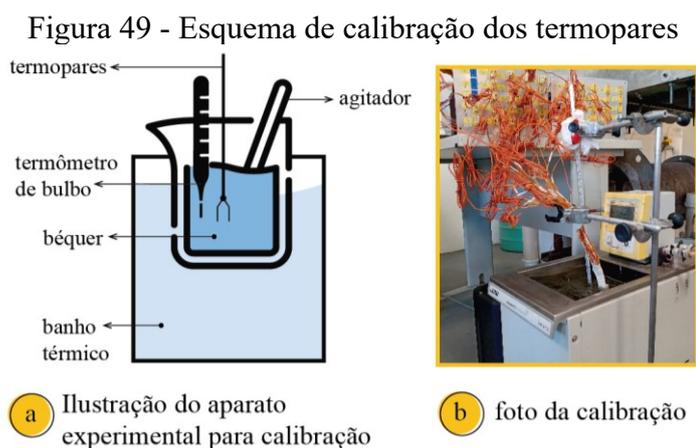
Módulo - Chapa externa frontal



Módulo - Chapa interna base e topo

### APÊNDICE C - Calibração dos termopares

O processo de calibração dos sensores de temperaturas empregados nessa dissertação seguiu a metodologia utilizada por Paiva (2007). Foram instalados 30 termopares tipo K da marca Omega®, distribuídos nas superfícies externas, internas e no núcleo central da célula teste. Além disso, 8 sensores (mesma marca e modelo) foram locados nas superfícies externas da serpentina de cobre. Desse modo, 38 termopares foram aplicados para obtenção dos dados de temperaturas. Posto isto, na Figura 49 é ilustrada a bancada de calibração dos termopares. Os sensores foram mergulhados em um béquer com água destilada, onde, neste mesmo recipiente foi inserido um termômetro de bulbo (Omega®) com menor resolução de escala de 0,1 °C (visto a medida padrão do sistema), além de um pequeno agitador para manutenção da água homogeneizada. Por fim, o aparato foi locado em um banho térmico de temperatura controlada.

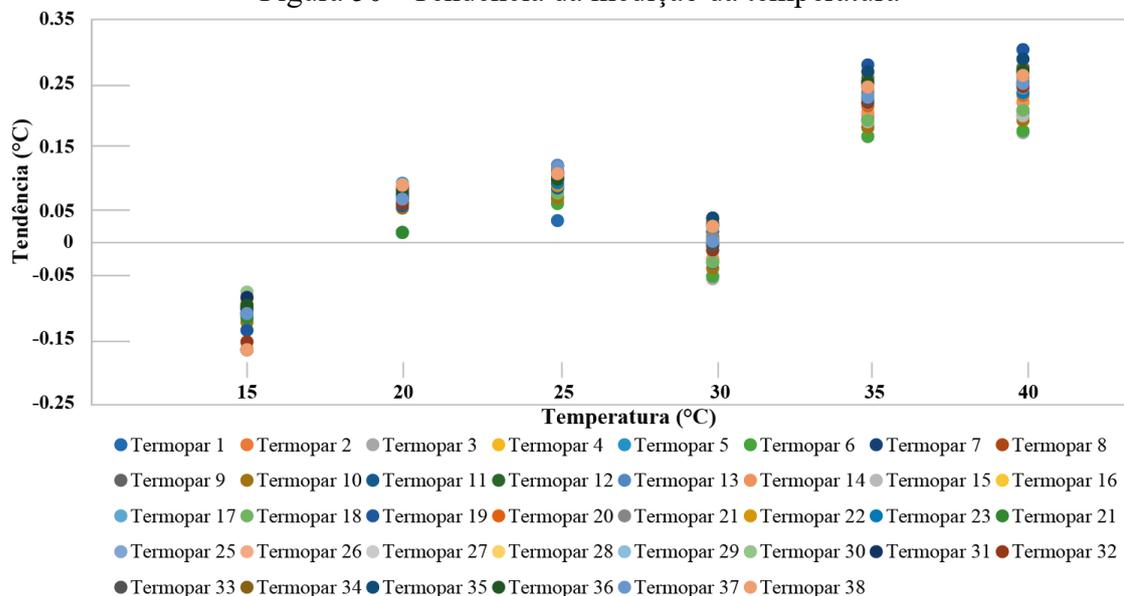


Para este estudo optou-se pela calibração dos sensores na faixa de 15 a 40 °C, variando-se a temperatura de 5 em 5 °C num intervalo de 20 minutos. Os termopares foram conectados a um sistema de aquisição de dados e, os resultados obtidos foram tratados e na sequência. Vale ressaltar que durante o processo de medição, todos os sensores permaneceram na mesma posição, para que se pudesse garantir maior confiabilidade a calibração. Por meio dos resultados obtidos na calibração são apresentados os gráficos de Tendência (Td), Repetibilidade (Re) e o Erro máximo ( $E_{m\acute{a}x}$ ) dos termopares.

Segundo Paiva (2007, p. 125), “na prática não se dispõe de infinitas medições para determinar o erro sistemático de um sistema de medição, porém sim um número restrito de medições, geralmente obtidas na calibração do instrumento”. Desse modo, define-se a Tendência como sendo o erro sistemático de determinado conjunto de medição. Para esta pesquisa, a Tendência foi estabelecida a partir da diferença entre: as médias das medições, e a

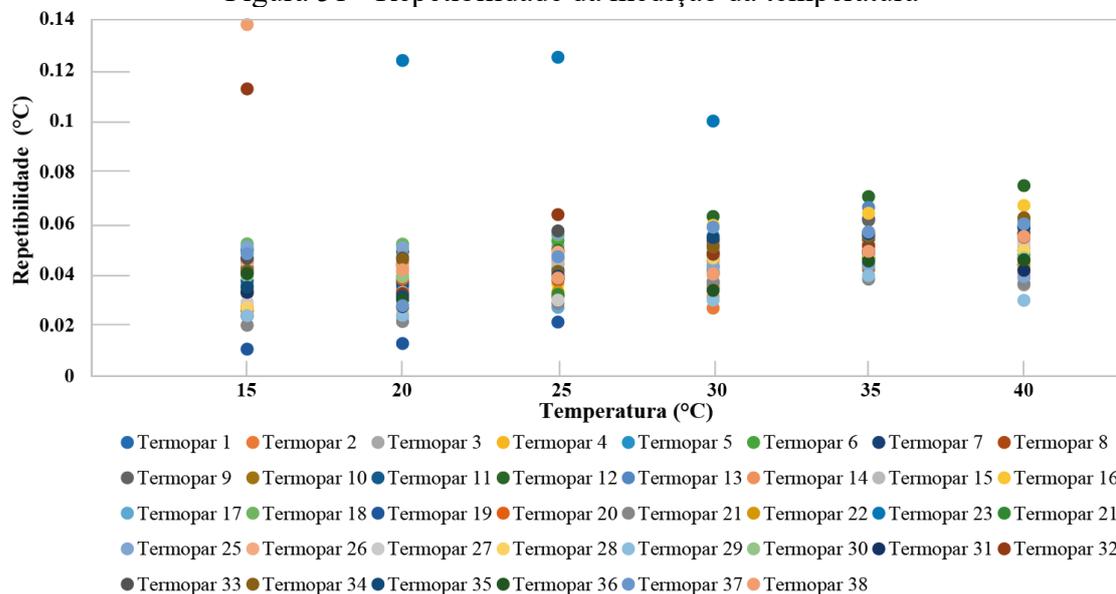
temperatura de referência, obtidas por meio do termômetro de bulbo com divisão de escala de 0,01°C. Posto isto, a Figura 50 ilustra os dados de Tendência relativos a cada termopar utilizado na pesquisa para as faixas de temperatura estabelecidas.

Figura 50 - Tendência da medição da temperatura



Com relação a Repetibilidade (Re), esta determina a faixa na qual para dada probabilidade, o erro aleatório é esperado. Tal variável é calculada por meio da multiplicação do desvio padrão encontrado nas amostras experimentais de calibração, pelo coeficiente “t” de *Student*. Onde, para este trabalho estabeleceu-se “t” de *Student* igual a dois, que representa uma probabilidade de 95% para o erro aleatório esperado. Utilizando-se tais conceitos, a Figura 51 caracteriza a Repetibilidade encontrada nesta calibração.

Figura 51 - Repetibilidade da medição da temperatura



Com a obtenção destes dois parâmetros (Tendência e Repetibilidade), pôde-se encontrar os Erros Máximos ( $E_{m\acute{a}x}$ ) das amostras coletadas. O Erro máximo é determinado como a faixa de valores para uma certa probabilidade que apresenta o maior erro do sistema de medição, onde, leva-se em conta os erros sistemáticos e aleatórios por toda faixa de aferição. Tais erros são estabelecidos pela soma da Tendência e Repetibilidade (Figura 52) e pela subtração entre Tendência e a Repetibilidade (Figura 53).

Figura 52 - Erro máximo: TD + RE.

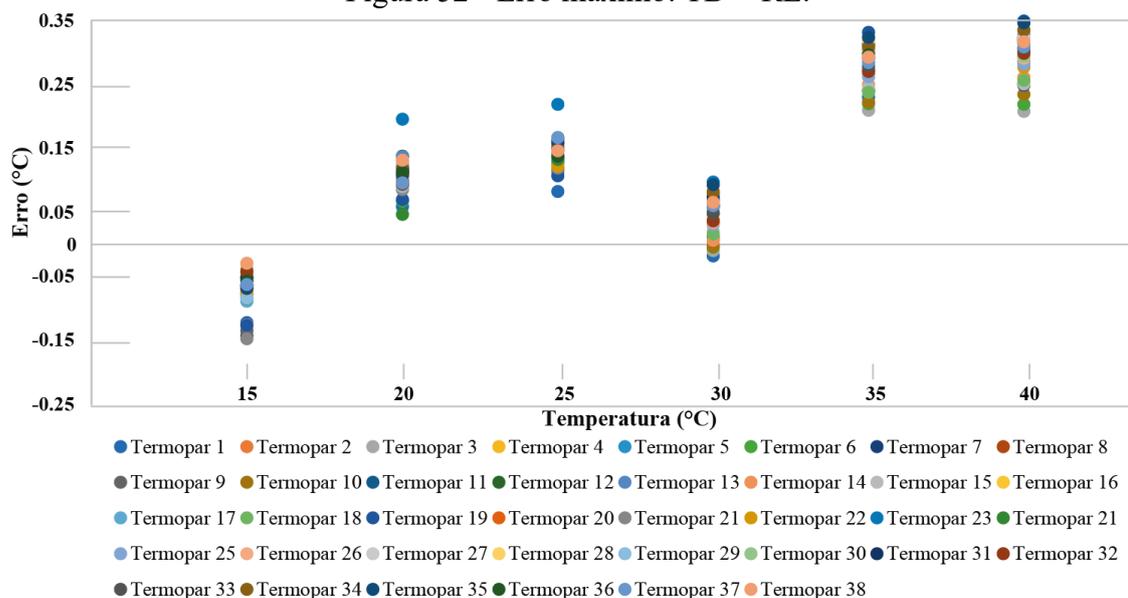
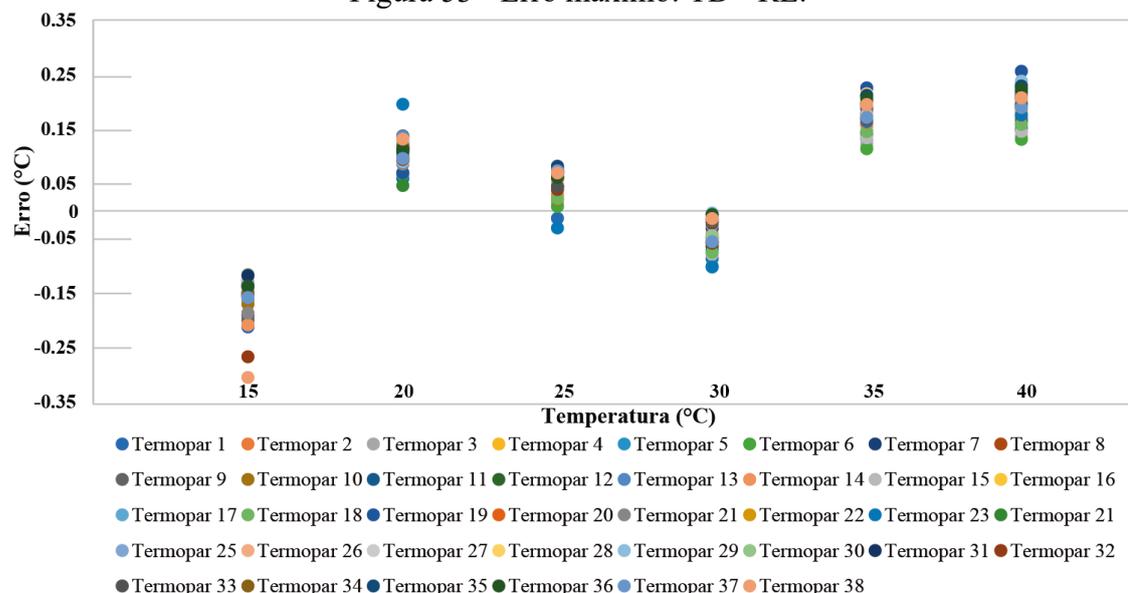


Figura 53 - Erro máximo: TD - RE.



Através das Figuras 52 e 53, pôde-se visualizar a distribuição máxima dos erros de leitura referentes aos termopares. O sensor de número 35 apresentou o maior erro, de  $\pm 0,35^{\circ}\text{C}$ , dessa maneira, esta incerteza foi adotada para a temperatura em todos os casos.