

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

João Carlos Longen

Avaliação Metrológica de Dispositivo Portátil de Medição de Fator Solar

Trabalho de Conclusão do Curso de graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, como requisito parcial para a obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Saulo Güths, Dr. Eng.

Florianópolis
2025



JOÃO CARLOS LONGEN

Avaliação Metrológica de Dispositivo Portátil de Medição de Fator Solar

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico e aprovado em sua forma final pela Comissão Examinadora e pelo Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis- SC, 17 de julho de 2025.



Documento assinado digitalmente

Antonio Carlos Valdiero

Data: 08/12/2025 08:35:37-0300

CPF: ***.227.377-**

Verifique as assinaturas em <https://v.ufsc.br>

Prof. Prof. Antonio Carlos Valdiero, Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Comissão Examinadora:



Documento assinado digitalmente

Saulo Güths

Data: 07/12/2025 19:22:17-0300

CPF: ***.889.529-**

Verifique as assinaturas em <https://v.ufsc.br>

Prof. Saulo Güths, Dr. Eng.
Orientador

Prof. Carlos Enrique Niño, Dr. Eng.

Prof. Joel Boeng, Dr. Eng.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a Deus que me deu a capacidade e a vontade de superar todos os desafios.

Agradecer a minha família, em especial minha mãe Analita e meu irmão Pedro que deram o suporte necessário durante a graduação.

Agradecer agradecer ao meu professor orientador Saulo Güths pela ajuda e suporte durante todo o trabalho.

Também gostaria de agradecer à Universidade Federal de Santa Catarina que proporcionaram a estrutura e apoio necessários para realização deste trabalho.

Agradecimento também a todos aqueles muitos de que de alguma maneira me ajudaram a traçar esse caminho e chegar aqui.

RESUMO

A falta de eficiência energética resulta em maior consumo de recursos naturais e aumento das emissões de gases poluentes. Isso impacta negativamente o meio ambiente e eleva os custos com energia. Vidros comuns têm baixa capacidade de isolamento térmico, o que contribui para o aumento do consumo de energia. Essa perda é significativa em edificações com grandes áreas envidraçadas. O conhecimento das propriedades das janelas e seus componentes passa a ser essencial para a avaliação global da eficiência energética dos edifícios. Dentre estas propriedades está o fator solar, que pode ser entendido como a razão entre a quantidade de energia solar que atravessa uma janela pela quantidade de energia solar que nela incide. Ele é definido como a soma da porcentagem da transmissão solar direta que ocorre através do vidro mais a parcela da energia absorvida pelo vidro e reemitida para o interior. O estudo numérico foi realizado em um sistema de medição de fator solar em vidros, o Portable Window Energy Meter (PoWEM), com o objetivo de realizar uma avaliação metrológica da medição do fator solar em vidros. Um experimento físico foi utilizado para a validação dos resultados obtidos pela simulação numérica. Os resultados mostraram que alteração dos materiais utilizados na construção do equipamento, o isolamento térmico e a inclinação do equipamento podem ter influências significativas na medição, como por exemplo a alteração do material da placa absorvedora que pode reduzir seu gradiente de temperatura de $0,8^{\circ}\text{C}$ para $0,5^{\circ}\text{C}$, uma redução de 37,5%.

Palavras-chave: Fator Solar. Sistema de Medição. Avaliação Metrológica

ABSTRACT

The lack of energy efficiency results in higher consumption of natural resources and increased emissions of polluting gases. This negatively impacts the environment and raises energy costs. Ordinary glass has low thermal insulation capacity, which contributes to increased energy consumption. This loss is significant in buildings with large glazed areas. Understanding the properties of windows and their components becomes essential for the overall assessment of a building's energy efficiency. Among these properties is the solar factor, which can be understood as the ratio between the amount of solar energy that passes through a window and the amount of solar energy incident on it. It is defined as the sum of the percentage of direct solar transmission through the glass plus the portion of energy absorbed by the glass and re-emitted inward. A numerical study was conducted using a solar factor measurement system for glass, the Portable Window Energy Meter (PoWEM), with the aim of performing a metrological evaluation of solar factor measurement in glazing. A physical experiment was used to validate the results obtained from the numerical simulation. The results showed that changes in the materials used in the construction of the equipment, thermal insulation, and the inclination of the device can have significant influences on the measurement — for example, changing the material of the absorber plate can reduce its temperature gradient from 0.8°C to 0.5°C, a 37.5% reduction.

Keywords: Solar Factor. Measurement System. Metrological Evaluation.

LISTA DE FIGURAS

<u>Figura 1 - Condução e irradiação após absorção. Fonte: Lamberts, 2004.</u>	12
<u>Figura 2 - Aparato de teste para o fator solar definido pela ISO 19467 (2017).</u>	15
<u>Figura 3 - Desvio do espectro da lâmpada do simulador solar em relação ao AM 1.5</u>	16
<u>Figura 4 - Desenho esquemático do calorímetro em vista frontal e lateral.</u>	17
<u>Figura 5 - dispositivo PoWEM em operação.</u>	18
<u>Figura 6 - Balanço térmico no vidro. Fonte: Guths, 2016.</u>	19
<u>Figura 7 - Esquema de funcionamento. Fonte: Guths, 2015 (adaptado).</u>	20
<u>Figura 8 - Vista superior do equipamento.</u>	21
<u>Figura 9 - Estrutura externa do fluxímetro</u>	22
<u>Figura 10 - Vista dos trocadores de calor, cooler e pastilha Peltier.</u>	22
<u>Figura 11 - Pastilha Peltier e termistor</u>	23
<u>Figura 12 - Detalhe pastilha Peltier e trocador de calor.</u>	23
<u>Figura 13 - Células de circulação características da advecção em uma camada horizontal de fluido aquecida pela superfície inferior ($1708 < Ra_L 5 \times 10^4$). Fonte: Incropera 7ª edição.</u>	25
<u>Figura 14 - Modelo numérico da aleta com mesmas dimensões da placa.</u>	27
<u>Figura 15 - Curva de temperatura por altura da placa obtido por método numérico e analítico.</u>	29
<u>Figura 16 - Condições de contorno placa absorvedora e pastilhas Peltier.</u>	29
<u>Figura 17 - Foto placa absorvedora e pastilhas Peltier</u>	30
<u>Figura 18 - Gradiente de temperatura na placa.</u>	31
<u>Figura 19 - Gradiente de temperatura na placa.</u>	31
<u>Figura 20 - Condições de contorno da cavidade retangular do dispositivo</u>	32
<u>Figura 21 - Condições de contorno do método analítico.</u>	33
<u>Figura 22 - Esquema do modelo numérico do medidor de Fator Solar.</u>	33
<u>Figura 23 - Condições de contorno placa absorvedora e pastilhas Peltier.</u>	34
<u>Figura 24 - Distribuição de temperatura na placa absorvedora.</u>	34
<u>Figura 25 - Detalhe da simetria da placa com pastilhas peltier.</u>	35
<u>Figura 26 - Distribuição de temperatura da parte inferior da placa com pastilha Peltier e espessura 5mm.</u>	35

<u>Figura 27 - Distribuição de temperatura da placa absorvedora de 10 mm.</u>	36
<u>Figura 28 - Distribuição de temperatura na placa absorvedora de 5 mm de espessura.</u>	36
<u>Figura 29 - Distribuição de temperatura na placa absorvedora de 10 mm de espessura.</u>	37
<u>Figura 30 - Gráfico da diferença de temperatura entre centro e borda da placa por espessura da placa de cobre e alumínio.</u>	37
<u>Figura 31 - Razão de massa sobre área da placa de alumínio e de cobre.</u>	38
<u>Figura 32 - Condições de contorno para o dispositivo horizontal.</u>	39
<u>Figura 33 - Temperatura na cavidade horizontal.</u>	39
<u>Figura 34 - Velocidade na cavidade na horizontal.</u>	39
<u>Figura 35 - Condições de contorno para o dispositivo inclinado em 45°.</u>	40
<u>Figura 36 - Temperatura na cavidade a 45°.</u>	40
<u>Figura 37 - Velocidade na cavidade a 45°.</u>	41
<u>Figura 38 - Condições de contorno para cavidade inclinada em 60°.</u>	41
<u>Figura 39 - Temperatura na cavidade com inclinação de 60°.</u>	42
<u>Figura 40 - Velocidade na cavidade com inclinação de 60°.</u>	42
<u>Figura 41 - Modelo analítico do PoWEM.</u>	43
<u>Figura 42 - Condições de contorno do modelo numérico do dispositivo.</u>	44

LISTA DE TABELAS

<u>Tabela 1 - Ângulos críticos em cavidades retangulares inclinadas</u>	25
<u>Tabela 2 - Resultados do fluxo de calor em função da inclinação</u>	45
<u>Tabela 3 - Propriedades dos vidros</u>	46
<u>Tabela 4 - Propriedades dos vidros</u>	48
<u>Tabela 5 - Resultados fluxo de calor nas paredes do dispositivo</u>	49

SUMÁRIO

1- INTRODUÇÃO.....	11
2- OBJETIVOS	13
2.1- OBJETIVOS GERAIS	13
2.2- OBJETIVOS ESPECÍFICOS	13
3 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	13
3.1 REVISÃO DE MEDIDORES DE FATOR SOLAR.....	13
3.2 - PORTABLE WINDOW ENERGY METER (POWEM)	18
3.3 - REVISÃO SOBRE CONVECÇÃO NATURAL	24
4 – MATERIAIS E MÉTODOS	26
4.1 VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL	26
4.2- AVALIAÇÃO DO GRADIENTE DE TEMPERATURA NA PLACA ABSORVEDORA	29
4.4- OTIMIZAÇÃO DO DESEMPENHO DA PLACA ABSORVEDORA	31
4.5 – AVALIAR O FUNCIONAMENTO DO DISPOSITIVO PARA DIFERENTES ÂNGULOS DE OPERAÇÃO	32
4.6- AVALIAR A TEMPERATURA DE DIFERENTES VIDROS NO DISPOSITIVO	32
4.7- AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DA PAREDE ISOLANTE	33
5- RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	34
5.1 – AVALIAÇÃO DO MATERIAL DA PLACA COM PASTILHAS PELTIER.....	34
5.2 AVALIAR O FUNCIONAMENTO DO DISPOSITIVO PARA DIFERENTES ÂNGULOS DE OPERAÇÃO	38
5.3 - CONVECÇÃO NATURAL EM CAVIDADE CONSIDERANDO PROPRIEDADES DOS VIDROS.....	43
5.4 – AVALIAÇÃO DO ISOLAMENTO DO MEDIDOR DE FATOR SOLAR	44
5 – CONCLUSÕES.....	45
6- SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	46
7- REFERÊNCIAS	47

1- INTRODUÇÃO

As janelas desempenham um papel fundamental no conforto térmico e na eficiência energética dos edifícios. Embora sejam essenciais para a iluminação natural e a ventilação, elas também representam um dos principais pontos de perda ou ganho indesejado de calor, comprometendo o desempenho energético das construções.

Durante os meses mais frios, janelas mal isoladas permitem a fuga do calor interno, o que força os sistemas de aquecimento a trabalharem mais, aumentando o consumo de energia. Já em climas quentes, ocorre o oposto: o calor externo penetra pelas janelas, elevando a temperatura interna e exigindo maior uso de sistemas de resfriamento, como o ar-condicionado.

Além da transferência térmica direta pelo vidro, as esquadrias e vedação também influenciam significativamente na eficiência. Vazamentos de ar, frestas e materiais inadequados contribuem para a perda de calor e dificultam o controle da temperatura ambiente.

Para minimizar essas perdas, é fundamental adotar soluções como vidros duplos ou triplos, películas de controle solar, janelas com ruptura de ponte térmica e cortinas térmicas. A escolha de janelas com bons índices de isolamento térmico (como o valor U e o fator solar) é essencial em projetos sustentáveis e eficientes.

O investimento em janelas energeticamente eficientes resulta não apenas na redução do consumo de energia e dos custos com climatização, mas também em maior conforto térmico, acústico e valorização do imóvel. Com a crescente preocupação ambiental e a busca por construções sustentáveis, a atenção ao desempenho das janelas tornou-se um aspecto crucial no setor da construção civil.

Tendo em vista o apresentado, percebe-se o crescente esforço dos países em iniciativas que visam minimizar os custos com o consumo de energia atribuído às aberturas, além do investimento em pesquisas que objetivam uma melhor compreensão dos processos físicos de transmissão de luz e calor através das janelas, buscando determinar as propriedades e características dos materiais que as compõe.

Cuce e Riffat (2015) sugerem que nos climas frios, entre os elementos dos envelopes de construções, as janelas são responsáveis por grande perda de energia devido aos seus coeficientes de transferência de calor notavelmente altos (valores de transmitância térmica - U), evidenciando o papel do desempenho térmico das janelas na conservação de energia de um edifício.

A seleção adequada do tipo de vidro para a janela reduz o ganho de calor no edifício, de modo que o consumo de energia do sistema de refrigeração também será menor e, portanto, uma quantidade substancial de energia pode ser economizada em uma edificação.

O MME (Ministério de Minas e Energia), através da Eletrobrás/Procel, implementou uma regulamentação para certificação de níveis de eficiência energética em prédios comerciais e públicos. Dentro desta regulamentação, o conhecimento das propriedades das janelas e seus componentes passa a ser essencial para a avaliação global da eficiência energética dos edifícios.

No Brasil a UFSC tem continuamente dedicado esforços para o desenvolvimento de dispositivos experimentais de medição de fator solar, visando a caracterização de sistemas de aberturas.

Em 2013 o CB3E estabeleceu um convênio bilateral com o Departamento de Energia dos EUA (DOE) para troca de informações em relação ao processo de etiquetagem de edificações, em especial na determinação de propriedades térmicas de materiais.

Uma das maiores dificuldades em um programa de etiquetagem de edificações é a comprovação das propriedades do componente após instalação. Esse problema é particularmente crítico em janelas, pois as propriedades térmicas dos vidros impactam fortemente no desempenho, e a inspeção visual não permite avaliar as propriedades físicas importantes, como o fator solar. Essa dificuldade levou a equipe CB3E/UFSC a desenvolver um aparato para medição dessa propriedade in situ (denominado provisoriamente de Portable Window Energy Meter - POWEM), baseado em transdutores de fluxo de calor desenvolvidos por Güths, 1996.

Para o esclarecimento do que é o fator solar e como é medido devemos explicar inicialmente os mecanismos de transferência de calor que ocorrem nos materiais transparentes. Quando a radiação solar incide sobre um fechamento transparente, esta pode ser absorvida, refletida ou transmitida para o interior, dependendo do ângulo de incidência e do comprimento da onda de radiação sobre a superfície. A figura 1 apresenta o balanço térmico em uma superfície transparente.



Figura 1 - Condução e irradiação após absorção. Fonte: Lamberts, 2004.

Uma parcela será refletida, uma absorvida e se for um material translucido uma parcela será transmitida para o ambiente interno, estes valores dependerão da refletividade (ρ), da absortividade (α) e da transmissividade (τ) do material. A soma destas três parcelas da radiação incidente corresponde a 100% do total, conforme equação (*).

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (1)$$

Onde:

α = absortividade do vidro

ρ = refletividade do vidro

τ = transmissividade do vidro.

O fator solar (FS) é um índice adotado internacionalmente como parâmetro de comparação entre estes elementos de aberturas. Este índice tem um valor adimensional que varia de 0 a 1, e representa a fração da energia solar que é transmitida diretamente, mais a parcela absorvida pela janela e posteriormente reemitida para o interior da edificação.

$$FS = \tau + \frac{\alpha h_i}{(h_o+h_i)} \quad (2)$$

onde τ e α são propriedades ópticas (transmitância e absorvância), e h_i e h_o os coeficientes de transferência de calor interno e externo respectivamente. Determinar o fator solar a partir de modelos matemáticos nem sempre é simples (e , pois em muitas situações a janela e a proteção solar têm características específicas que precisam ser consideradas, acarretando um grande número de variáveis.

2- OBJETIVOS

2.1- OBJETIVOS GERAIS

O objetivo deste trabalho é estudar alguns dos fenômenos térmicos envolvidos no medidor de Fator Solar de vidros do Portable Window Energy Meter (PoWEM) visando a melhoria do projeto e redução das incertezas de medição.

2.2- OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Avaliar a influência de gradientes de temperatura na placa absorvedora do dispositivo.
- Avaliar os materiais utilizados e isolamento térmico.
- Determinar fluxo de calor nas paredes isolantes e placa absorvedora.
- Determinar a razão da massa por área da placa absorvedora que atinge o gradiente de temperatura máximo admissível.
- Avaliar o funcionamento do dispositivo para diferentes ângulos de operação.
- Determinar por métodos analíticos a temperatura de diferentes vidros no dispositivo nas condições de operação.

3 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 REVISÃO DE MEDIDORES DE FATOR SOLAR

O fator solar pode ser entendido como a razão entre a quantidade de energia solar que atravessa uma janela pela quantidade de energia solar que nela incide. Ele é definido como a soma da fração da transmissão solar direta que ocorre através do vidro mais a parcela da energia absorvida pelo vidro e reemitida para o interior. O fator solar é conhecido internacionalmente como Solar Heat Gain Coefficient (SHGC), ou g-value nos países europeus, e é um valor adimensional, variando de 0 a 1, podendo ser especificado apenas para o vidro ou ser indicado para todo o conjunto da janela.

O fator solar é a relação entre o ganho de calor solar através do sistema de fenestração por unidade de área e a radiação solar incidente no sistema por unidade de área, para um

determinado ângulo de incidência e para determinadas condições ambientais (temperatura interna, temperatura externa, velocidade do vento, direção e radiação solar).

A Organização Internacional de Normalização (ISO – International Organization for Standardization) descreve na norma ISO 9050 (2003) os métodos de determinação da transmissão de luz e energia proveniente da radiação solar em vidros de edificações com o objetivo de permitir a comparação entre diferentes tipos de vidros. A norma é válida para a incidência da radiação normal à superfície e considera nos cálculos do fator solar duas parcelas: a primeira relativa à transmitância da energia solar e a segunda referente à energia absorvida reemitida para o interior da edificação, chamada de q_i . A norma dispõe de equações para o cálculo da fração q_i para sistemas com único vidro, vidro duplo e vidros múltiplos (com mais de dois vidros). A ISO 9050 (2003) determina condições base para os cálculos, sendo elas:

- Posição do vidro: vertical;
- Face externa: velocidade do vento de aproximadamente 4 m/s e emitância de 0,837;
- Face interna: convecção natural e emitância de 0,837;
- Câmara de ar (entre duas camadas) não é ventilada.

Em relação aos métodos de medição, a ISO 19467 (2017) dispõe de procedimentos para determinação do fator solar utilizando simuladores solares para janelas e portas na posição vertical.

A norma ISO 19467 (2017) estabelece um método calorimétrico para determinação do fator solar de janelas e portas, utilizando um simulador solar. O método consiste em duas fases de medição:

Com irradiância, na qual se registra o fluxo de calor que atravessa o conjunto em virtude da transmissão de radiação solar e da transmissão térmica;

Sem irradiância, na qual se determina apenas a transmissão térmica do sistema (condição noturna).

A equação * pode ser aplicada para o cálculo do fator solar.

$$FS = \frac{q_{in} - q_{in}(q_{solar}=0)}{q_{solar}} \quad (3)$$

Onde:

FS é o fator solar (adimensional); q_{in} é a quantidade de calor que atravessa o plano de medição com radiação (W/m²); $q_{in}(q_{solar}=0)$ é a quantidade de calor que atravessa o plano de medição sem radiação (W/m²); q_{solar} é a quantidade de calor que atinge o plano de medição (W/m²).

O aparato de ensaio mostrado na figura 2 é composto por um simulador solar, uma câmara climática no lado externo e uma caixa calorimétrica (*metering box*) no lado interno, separadas por um painel de entorno no qual se monta a amostra. A caixa calorimétrica possui trocador de resfriamento para remover o calor recebido, sistema de medição de fluxo térmico total por balanço de energia, ventiladores e aquecimento para controle térmico, bem como defletores opcionais para ajustar os coeficientes de convecção superficial. As superfícies internas devem apresentar refletância solar $\leq 0,05$, evitando influências indesejadas da radiação refletida.

Na fase com irradiância, mede-se a irradiância incidente na superfície do vidro e o fluxo líquido de calor que atravessa a amostra, calculado pelo balanço energético da caixa calorimétrica. Na fase sem irradiância, mantêm-se as mesmas condições térmicas para determinar o valor q_{in} , equivalente a:

$$q_{in}(q_{Solar} = 0) = U_N \cdot (\theta_{ne} - \theta_{ni}) \quad (4)$$

Onde:

$q_{in}(q_{Solar} = 0)$ = fluxo de calor superficial normalizado [$W \cdot m^{-2}$], medido na ausência de radiação solar, representando apenas a parcela de transferência térmica por condução, convecção e radiação térmica;

U_N = transmitância térmica em condição noturna [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$], determinada para o corpo de prova conforme procedimento da própria norma ISO 19467:2017;

θ_{ne} = temperatura da superfície externa da amostra [$^{\circ}C$];

θ_{ni} = temperatura da superfície interna da amostra [$^{\circ}C$].

O simulador solar deve apresentar espectro compatível com o padrão AM1,5 global (ISO 9845-1), com uniformidade espacial e estabilidade temporal dentro dos limites especificados, sendo normalmente utilizado ângulo de incidência de 0° . É permitido o uso de defletores, ventilação e aquecimento para ajuste dos coeficientes de transferência de calor por convecção, cujos efeitos da radiação permanecem incluídos no valor final. Correções para condições de referência (espectro, irradiância, temperatura e coeficientes de convecção) são previstas em anexos da norma.

Dessa forma, a ISO 19467 permite determinar de forma direta o ganho de calor solar de um sistema envidraçado completo, isolando a parcela puramente condutivo-convectiva e normalizando o resultado pelo fluxo solar incidente no plano do provete, garantindo condições padronizadas e reprodutibilidade de resultados.

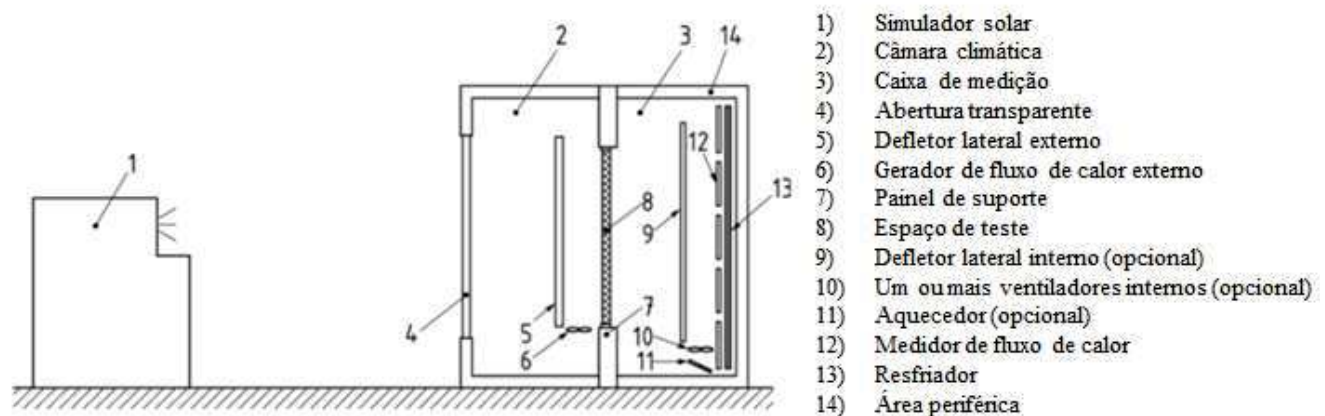


Figura 2 - Aparato de teste para o fator solar definido pela ISO 19467 (2017).

O simulador solar, esquematizado pela figura 2 e fabricado por uma empresa especializada, contém uma lâmpada de arco de argônio com um refletor óptico, capaz de prover um fluxo de calor acima de $1000 W/m^2$ a uma distância de 10 metros e uniformidade em torno de 90% nas situações analisadas. Van Wonderen (1995) analisou o desvio entre o espectro da lâmpada do simulador solar, relacionando-o com o espectro AM 1.5 (referência normatizada).

A figura 3 mostra que há um excesso de energia em ondas curtas e na região visível e uma deficiência em ondas longas, tendo como efeito um aumento na energia transmitida.

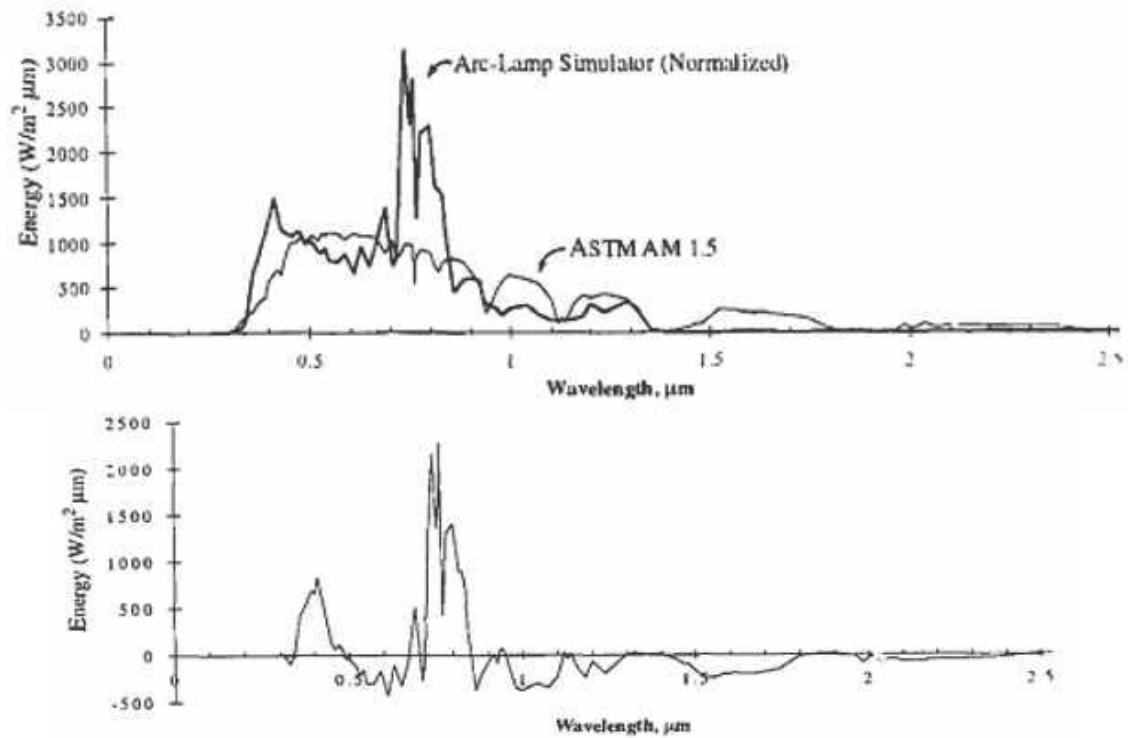


Figura 3 - Desvio do espectro da lâmpada do simulador solar em relação ao AM 1.5

Nas abordagens calorimétricas por diferença de temperatura, o calor extraído pela placa que absorve a radiação solar é determinado medindo a taxa de fluxo do fluido de resfriamento e a variação de temperatura. O sistema foi empregado na determinação do fator solar em diferentes modelos de janelas tanto em medições externas quanto internas em ambiente controlado, nesse último caso empregando uma câmara climática e simulador solar.

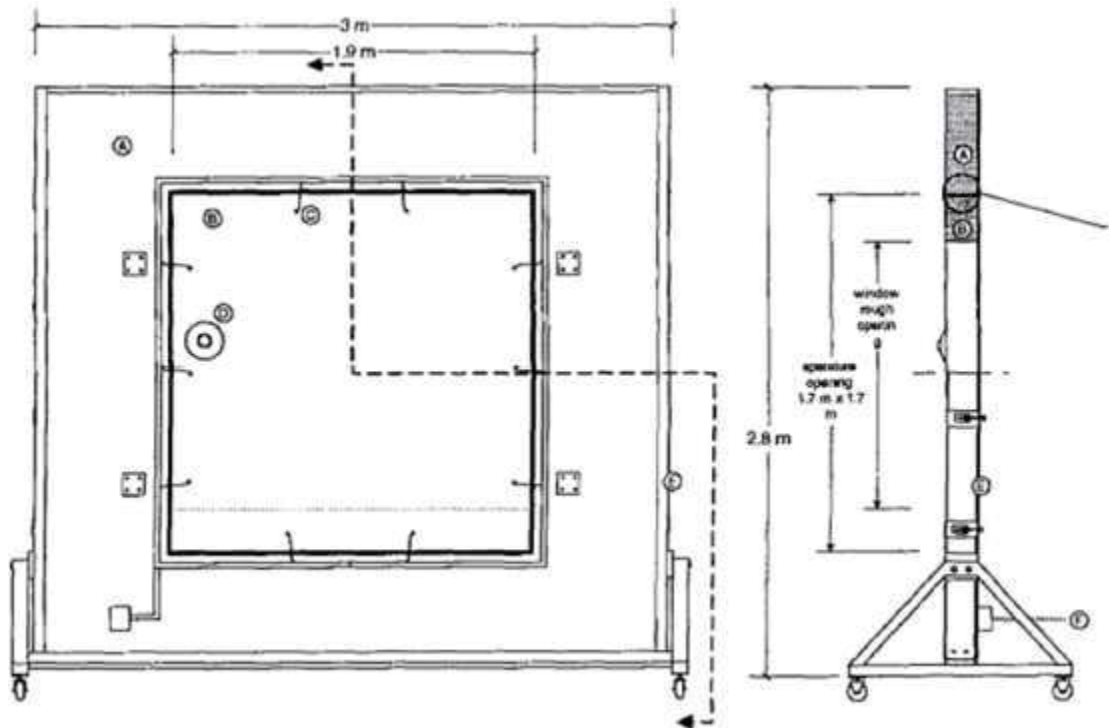


Figura 4 - Desenho esquemático do calorímetro em vista frontal e lateral.

Harrison e Van Wonderen (1994) empregaram o equipamento, esquematizado na figura 4, em medições em laboratório, adaptando o calorímetro a uma câmara climática que permite o controle da temperatura do ar, velocidade do vento e da radiação, a qual foi fornecida por meio de um simulador solar. O simulador solar utilizado foi montado em um elevador, conforme esquema da Figura 4, o que permite a variação da sua altura e, conseqüentemente, do ângulo de incidência da radiação na amostra. Para permitir variações maiores que 30° em relação a horizontal, foram instalados espelhos dentro da câmara climática. Para determinar o valor do fator solar, o interior do calorímetro e a câmara climática foram mantidos na mesma temperatura ($21^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$), recebendo uma radiação fixa de 738 W/m^2 , e mantendo uma velocidade do vento constante de 3 m/s , equivalente a um coeficiente de transferência de calor superficial externo de $20 \text{ W/m}^2\text{K}$. Nesse estudo, analisou-se o fator solar para vidros de controle solar e dispositivos de sombreamento por meio de comparação entre os dados obtidos nas medições a valores de simulação computacional.

As normas ISO 9050 (2003) e ISO 19467 (2017) tratam da avaliação do fator solar (g-value) de envidraçamentos, mas têm escopos diferentes e abordam o tema sob perspectivas distintas. A norma ISO 9050 (2003) determina propriedades ópticas e térmicas de vidros em condições padrão (ensaios laboratoriais, com radiação solar padrão) utilizados em projetos de simulação energética, seleção de vidros com base em catálogos, especificação técnica de produtos.

Já a norma 19467 (2017) define métodos para calcular o fator solar (g-value) em condições reais de operação, considerando o efeito de elementos de sombreamento e ambiente. Utilizada para avaliação do desempenho real do envidraçamento em edifícios, especialmente em climas diversos ou com controle solar e usada em certificações energéticas.

3.2 - PORTABLE WINDOW ENERGY METER (POWEM)

O PoWEM (Portable Window Energy Meter), auxilia na determinação do nível de eficiência energética de uma janela com o diferencial de medir o fator solar de vidros in situ, isto é, sem removê-las do local.



Figura 5 - dispositivo PoWEM em operação.

O aparelho mostrado na figura 5 é composto por um módulo interno e um módulo secundário, colocado no exterior da edificação, que possuem sensores para aquisição das variáveis utilizadas no controle do PoWEM e na determinação do fator solar. Os dois módulos são controlados por um microcontrolador Arduino. O princípio de controle do PoWEM baseia-se na eliminação da transferência de calor devido a diferença de temperatura, para isso o aparelho elimina o gradiente de temperatura, mantendo a temperatura do interior da cavidade do módulo interno igual à temperatura exterior. Podemos observar na figura 6 o balanço térmico no vidro.

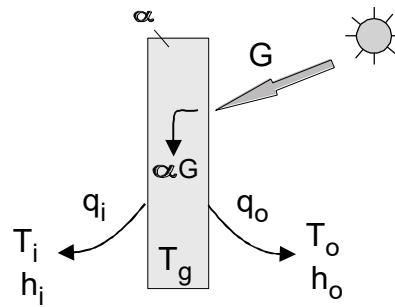


Figura 6 - Balanço térmico no vidro. Fonte: Guths, 2016.

$$\alpha G = q_o + q_i \quad (5)$$

Onde:

α = absorvância do vidro (fração da radiação incidente que é absorvida) [-];

G = radiação solar incidente sobre o vidro [W/m^2];

q_o = fluxo de calor dissipado para o meio externo (convecção + radiação) [W/m^2];

q_i = fluxo de calor dissipado para o meio interno (convecção + radiação) [W/m^2].

O fluxo de calor dissipado para o meio interno e externo são dados por:

$$q_o = h_o(T_g - T_o) \quad (6)$$

$$q_i = h_i(T_g - T_i) \quad (7)$$

Onde:

h_o = coeficiente de transferência de calor por convecção no lado externo [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$];

T_g = temperatura da superfície externa do vidro [K ou $^{\circ}\text{C}$];

T_o = temperatura do ar externo [K ou $^{\circ}\text{C}$];

h_i = coeficiente de transferência de calor por convecção no lado interno [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$];

T_i = temperatura do ar interno [K ou $^{\circ}\text{C}$].

Substituindo no balanço de energia:

$$\alpha G = h_o(T_g - T_o) + h_i(T_g - T_i) \quad (8)$$

Se $T_i = T_o$

$$q_i = \frac{\alpha G \cdot h_i}{(h_o + h_i)} \quad (9)$$

Por definição:

$$SHGC = \frac{E}{G} = \frac{\tau G + q_i}{G} \quad (10)$$

então:

$$SHGC = \tau + \frac{\alpha h_i}{(h_o + h_i)} \quad (11)$$

Ou seja, o SHGC pode ser obtido diretamente se $T_{\text{inside}} = T_{\text{outside}}$. Trata-se de uma importante conclusão, e que norteou o desenvolvimento desse dispositivo. A temperatura interna será mantida igual à temperatura externa. Sendo que os coeficientes convectivos são estimados baseando-se na norma de edificações ABNT 15220, anexo C.

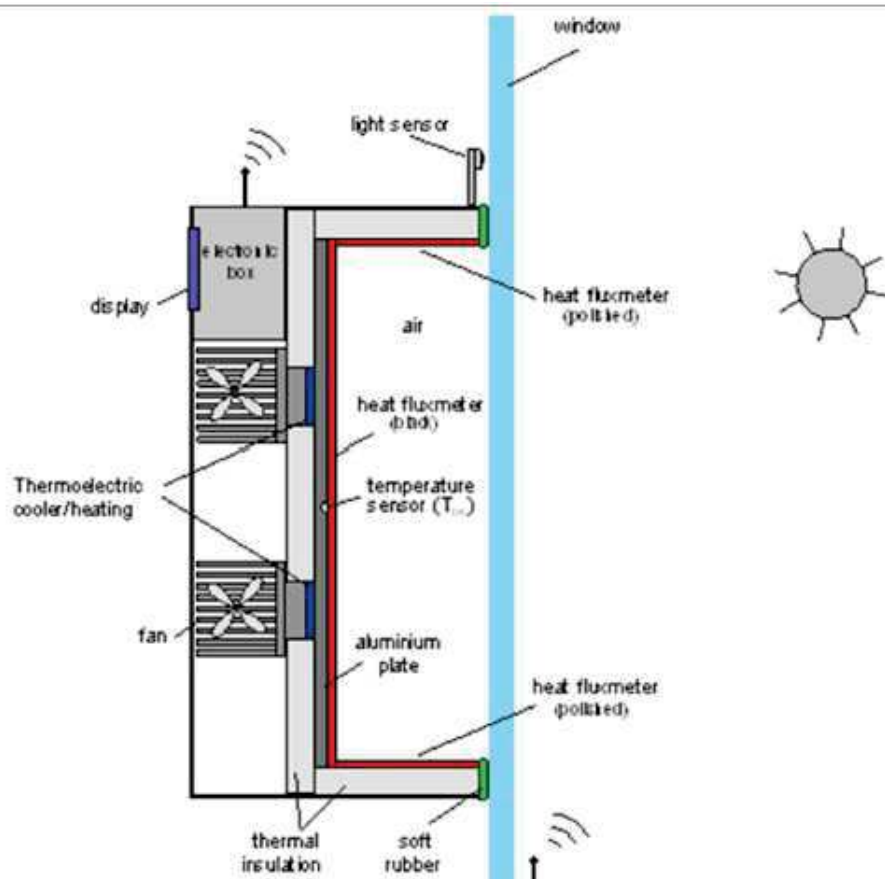


Figura 7 - Esquema de funcionamento. Fonte: Guths, 2015 (adaptado).

A figura 7 mostra um esquema do dispositivo onde é visto um módulo de resfriamento termoelétrico para controle da temperatura utilizando quatro pastilhas Peltier fixadas a uma placa absorvedora e Arduino, transdutores de fluxo de calor para medição da energia trocada, além de sensores de temperatura, radiação e luminosidade.

Para medição do fator solar é necessário que a placa absorvedora, mostrada na figura 11, mantenha uma temperatura constante ao longo da superfície para promover um fluxo de calor homogêneo medido na cavidade entre vidro e o dispositivo. A temperatura na placa absorvedora é controlada por quatro pastilhas Peltier, mas existe um gradiente de temperatura ao longo da superfície da placa que não deve ser maior que $0,5^{\circ}\text{C}$ para evitar erros de medição. Para avaliar o gradiente de temperatura na placa absorvedora foram realizados testes experimentais em laboratório.

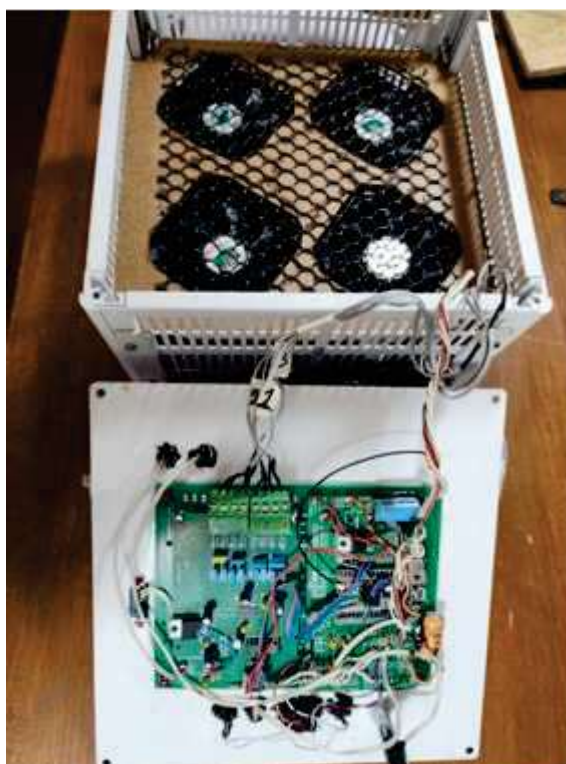


Figura 8 - Vista superior do equipamento.

O equipamento apresentado na figura 8 possui eletrônica baseada em Arduino DUE, placa de aquisição de sinais e microvoltagem para controle de temperatura das pastilhas Peltier.



Figura 9 - Estrutura externa do fluxímetro

A figura 9 apresenta a estrutura externa do fluxímetro e vidro duplo com vão de 10 mm que contém água.

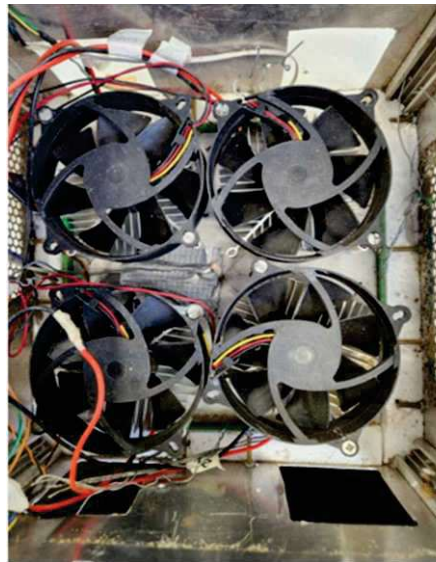


Figura 10 - Vista dos trocadores de calor, cooler e pastilha Peltier.

A figura 10 apresenta a vista dos trocadores de calor, cooler e pastilha Peltier que atuam no controle de temperatura da placa absorvedora.

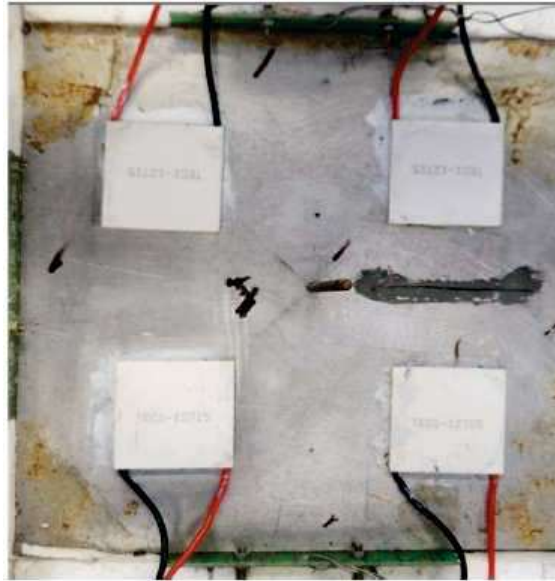


Figura 11 - Pastilha Peltier e termistor

A figura 11 apresenta uma vista da placa absorvedora com quatro pastilhas Peltier e um termistor ao centro que atuam no controle de temperatura da placa absorvedora.



Figura 12 - Detalhe pastilha Peltier e trocador de calor.

A figura 12 apresenta uma vista da pastilha Peltier junto ao trocador de calor.

3.3 - REVISÃO SOBRE CONVECÇÃO NATURAL

Para o estudo da transferência de calor na cavidade entre a placa absorvedora do dispositivo e o vidro é necessário revisar o princípio da convecção natural que será introduzido na parte materiais e métodos deste trabalho de curso.

Diferente da convecção forçada, onde o movimento do fluido é causado por forças externas, o movimento do fluido é causado pelas forças de empuxo no seu interior, onde o empuxo é causado pela diferença de densidade no interior do fluido. A diferença de densidade no fluido, no caso da convecção natural, é causada pela diferença de temperatura presente no fluido.

Quando um fluido está confinado entre superfícies a diferentes temperaturas ocorre a transferência de calor por convecção através do fluido, isto caracteriza a convecção natural em cavidade.

No caso de uma convecção natural em uma cavidade retangular, duas paredes opostas são mantidas a temperaturas diferentes enquanto as paredes restantes estão isoladas termicamente. O ângulo de inclinação τ entre as superfícies aquecida e resfriada pode variar de 0° a 90° .

O fluxo térmico na cavidade é dado por

$$q'' = h(T_1 - T_2) \quad (12)$$

Onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, e T_1 e T_2 são as temperaturas das superfícies aquecidas ou resfriadas.

O fluxo térmico também varia em função da razão de forma, que é a razão entre a altura e largura da cavidade ou H/L , e do ângulo de inclinação τ . A razão da espessura da cavidade pela largura, w/L , não influencia o fluxo térmico para grandes valores de w/L .

Para o caso de uma cavidade horizontal aquecida pela superfície inferior ($\tau = 0$), H/L e w/L iguais a 1 e número de Rayleigh menores do que o valor crítico de $Ra_{L,c} = 1708$, as forças de empuxo não superam as forças viscosas e não ocorre advecção na cavidade. Dessa forma a transferência de calor da superfície se dá apenas por condução. As condições correspondem a uma condução unidimensional através do fluido, o coeficiente convectivo é $h = k/L$ e $Nu_L = 1$. Caso $Ra_{L,c} > 1708$ as condições são termicamente instáveis e há advecção no interior da cavidade. Nesse caso o movimento do fluido se dá pela forma de células de circulação com espaçamento regular. A figura 13 apresenta as células de circulação características da advecção.

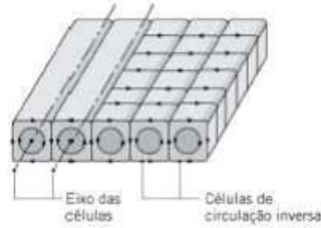


Figura 13 - Células de circulação características da advecção em uma camada horizontal de fluido aquecida pela superfície inferior ($1708 < Ra_L < 5 \times 10^4$). Fonte: Incropera 7ª edição.

Como uma primeira aproximação, os coeficientes convectivos na cavidade horizontal aquecida pela superfície inferior podem ser obtidos pela correlação a proposta por Globe e Dropkin:

$$Nu_L = \frac{hL}{k} = 0,069 Ra_L^{\frac{1}{3}} Pr^{0,074} \quad 3 \times 10^5 \leq Ra_L \leq 7 \times 10^9 \quad (13)$$

Para a cavidade vertical retangular ($\tau = 90^\circ$), as superfícies verticais são aquecidas e resfriadas, enquanto as superfícies horizontais são adiabáticas. O escoamento se dar por movimentos circulares. Para razões de forma entre 1 e 10 a seguinte correlação se aplica:

$$Nu_L = 0,22 \left(\frac{Pr}{0,2+Pr} Ra_L \right)^{0,28} \left(\frac{H}{L} \right)^{-\frac{1}{4}} \quad Pr \leq 10^5; 10^3 \leq Ra_L \leq 10^{10} \quad (14)$$

Estudos de convecção natural em cavidades inclinadas são motivados muitas vezes por aplicações envolvendo coletores solares planos. Nesses casos o movimento do fluido é constituído por uma combinação dos movimentos circulares, que ocorrem predominante nas cavidades horizontais, e o movimento das células circulantes, que ocorrem predominantemente nas cavidades verticais.

Geralmente a transição entre os dois tipos de movimentação do fluido acontece em um ângulo de inclinação crítico, τ^* , com uma mudança correspondente no valor de Nu_L . Os valores do ângulo de inclinação crítico são dados na tabela:

Tabela 1 - Ângulos críticos em cavidades retangulares inclinadas

H/L	1	3	6	12	>12
τ^*	25°	53°	60°	67°	70°

Nesse caso se aplicam as seguintes correlações válidas para todas as razões de forma:

$$Nu_L = Nu_L(\tau = 90^\circ) (\sen \tau)^{\frac{1}{4}} \quad \tau^* \leq \tau < 90^\circ \quad (15)$$

$$Nu_L = 1 + [Nu_L(\tau = 90^\circ) - 1] \sen \tau \quad 90 < \tau < 180^\circ \quad (16)$$

4 – MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL

A avaliação metrológica do dispositivo se dará com o auxílio de simulação numérica para determinar o gradiente de temperatura na placa absorvedora e avaliar o isolamento térmico do disposto. Utilizou-se dos métodos numéricos por conta da complexidade da resolução analítica dos problemas que serão introduzidos.

Os softwares de simulação computacional são ferramentas fundamentais para o desenvolvimento da indústria. São capazes simular problemas complexos, que não poderiam ser modelados utilizando modelos analíticos sem precisar de um experimento físico, assim minimizando custo e tempo com pesquisa. Porém quando se vai iniciar um novo projeto não se pode garantir precisão e exatidão dos resultados, sendo necessário que se faça a verificação e validação do modelo com resultados anteriormente conhecidos de forma a assegurar precisão e exatidão aos resultados.

A verificação é o processo de determinar que a implementação do modelo representa com exatidão a descrição do modelo conceitual definido pelo desenvolvedor e a solução do modelo. Já a validação se trata do processo de determinar o quanto o modelo é uma representação precisa do mundo real sob a perspectiva dos usos intencionados do modelo. Nota-se aqui que, ao contrário da definição de verificação, validação é uma comparação entre o que ocorre no mundo real e o que ocorre no modelo numérico. Portanto, em outras palavras, verificação certifica que o modelo conceitual está sendo corretamente resolvido pelo código computacional, enquanto a validação certifica o quão bem o modelo computacional simula a realidade.

Após a definição de verificação e validação (V&V) e as diferenças entre as duas, ambas as metodologias de desenvolvimento serão desenvolvidas.

Em Resumo trata-se de 5 etapas de verificação e validação, são elas a convergência iterativa, a consistência da simulação, a convergência da malha, a convergência temporal, e a comparação dos resultados. Explicaremos cada etapa a seguir.

A convergência iterativa é verificada através da análise dos resíduos da simulação. Os resíduos RMS são normalmente utilizados para verificar a convergência dos resíduos. Um resíduo RMS entre 10^{-4} e 10^{-5} é aceitável na maioria dos casos.

A consistência em uma simulação é apenas uma inspeção para verificar se as leis básicas da física (como balanço de energia e de massa) dentro do domínio estudado são obedecidas. Em ANSYS é recomendado que o desbalanço entre o que entra mais o que gerado dentro do domínio menos o que deixa o domínio deve ser menor do que 1%.

A convergência da malha é a análise de como os resultados obtidos variam com o uso de células cada vez menores e mais refinadas. O ideal seria que o tamanho dessas células se aproximasse de zero para o resultado ser exato, porém, como tem-se uma capacidade de processamento finita nos computadores tem de haver uma solução de compromisso entre exatidão da simulação e o tempo de simulação. Por esse motivo que se realiza o teste da malha, onde várias simulações, com tamanhos sucessivamente menores das células, são realizadas com

a mesma configuração até que o resultado não varie significativamente com o tamanho da célula. Nesse tamanho, pode-se afirmar que os resultados são independentes do tamanho da malha, garantindo dessa maneira uma simulação com boa exatidão com o menor número de células possível, otimizando a relação entre tempo de simulação e exatidão da solução.

A convergência temporal é de extrema importância em simulações transientes. Nesse tipo de simulação, os resultados são dependentes do tempo, ao contrário do caso em regime permanente, que é invariante no tempo. Modelos que possuem variação significativa de densidade, devem ser simulados como transientes, o que acarretaria um esforço computacional bem maior. Porém, percebeu-se que os resíduos obtidos com a simulação em regime permanente eram pequenos (menores que 10^{-4}), uma indicação que o problema pode ser simulado em regime permanente. Adicionalmente, foi utilizado o “método do falso transiente” nas simulações, que introduz um termo transiente com um passo de tempo associado nas equações para ajudar na convergência da solução. Isso significa que, apesar da solução ser em regime permanente, o software está resolvendo as equações de variação de densidade como se estivesse em regime transiente, o que garante a exatidão da solução sem despende um enorme esforço computacional.

O último passo é a comparação dos resultados obtidos com resultados de trabalhos semelhantes. A comparação de simulações do sistema inteiro raramente é possível. Dessa maneira, deve-se separar o sistema em subsistemas menores e mais simplificados de modo a obter casos que estão disponíveis na literatura.

Inicialmente, para fins de dar credibilidade à simulação é feito a comparação do modelo de simulação numérica de uma aleta, com as mesmas dimensões da placa de alumínio do fluxímetro, com o caso analítico de acordo com a teoria de aletas.

A aleta de alumínio possui comprimento de 200 mm, largura de 200 mm e espessura de 5mm e está submetida a uma convecção com coeficiente convectivo de $20 \text{ W/m}^2\text{K}$ e temperatura ambiente de 25°C . A aleta possui condutividade térmica de 237 W/mK .

A figura 14 apresenta a malha utilizada na simulação, possui tamanho de célula de $6,5 \text{ mm}$. Sem refinamento. No sentido da profundidade há apenas uma célula com condição de contorno de simetria. Este artifício permite que a simulação seja bidimensional, reduzindo o tempo de processamento.

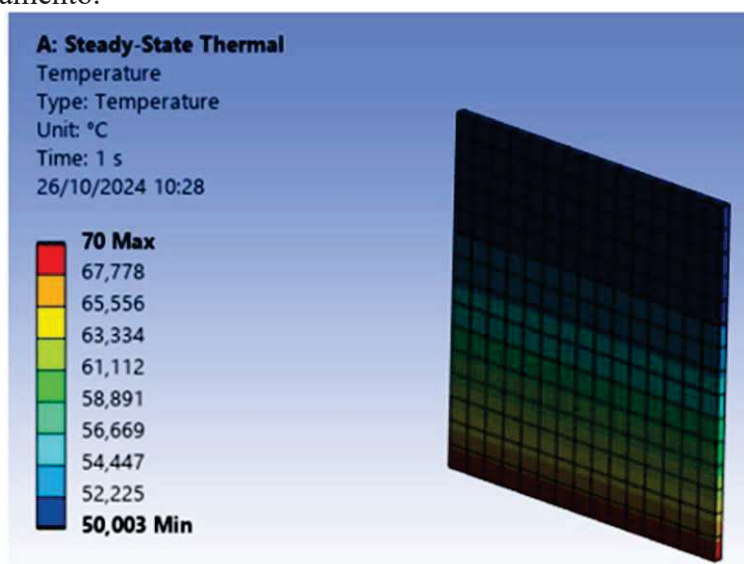


Figura 14 - Modelo numérico da aleta com mesmas dimensões da placa.

Para validar o modelo numérico encontraremos a distribuição de temperatura pelo método analítico.

Deve-se obter um gradiente de temperatura da aleta similar para as condições de temperatura da base prescrita $T_b = 70^\circ\text{C}$ e um coeficiente de transferência de calor por convecção $h = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$, e uma temperatura ambiente de $T_{\text{inf}} = 25^\circ\text{C}$. O material da aleta é alumínio com condutividade térmica de $k = 237 \text{ W/mK}$. A aleta possui comprimento de 200mm, largura de 200 mm e espessura de 5 mm.

Considerações:

1. Condições de regime estacionário.
2. Condução unidimensional ao longo da aleta.
3. Propriedades constantes.
4. Troca radiante com a vizinhança desprezível.
5. Coeficiente de transferência de calor uniforme.
6. Aleta não troca calor na ponta.

Utilizando as equações da aleta:

$$m^2 = \frac{hP}{kA_{tr}} \quad (17)$$

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{\cosh m(L - x)}{\cosh mL} \quad (18)$$

Onde P é o perímetro da aleta, A_{tr} a área da seção transversal da aleta e L é comprimento da aleta. Obtemos os valores de temperatura na ponta e no meio da aleta e comparamos com os valores obtidos por simulação numérica e apresentamos na figura 15.

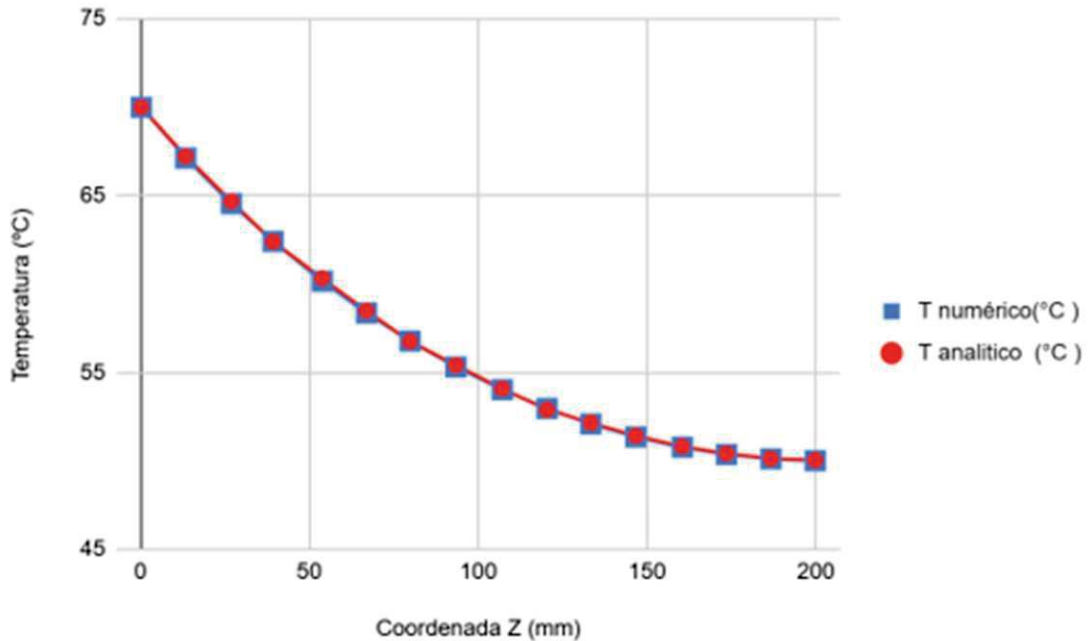


Figura 15 - Curva de temperatura por altura da placa obtido por método numérico e analítico.

Os valores são bem próximos para os métodos analítico e numérico, logo podemos dar credibilidade ao software para fins de simulação numérica.

4.2- AVALIAÇÃO DO GRADIENTE DE TEMPERATURA NA PLACA ABSORVEDORA

Para avaliar o gradiente de temperatura na placa absorvedora realizaremos a simulação numérica em Ansys. A placa absorvedora possui área de 200 mm x 200 mm e 5 mm de espessura. As condições de contorno são uma radiação de 1000 W/m² incidindo na face superior gerada por uma lâmpada halógena, um coeficiente convectivo de 8 W/m²K, estimado pela norma de edificações ABNT 15220, anexo C e T_{inf} de 25°C na superfície superior, a temperatura ambiente. A temperatura na face inferior é mantida a 25°C pelas pastilhas Peltier apresentadas na figura 17. As condições de contorno são explicitadas da na figura 16.

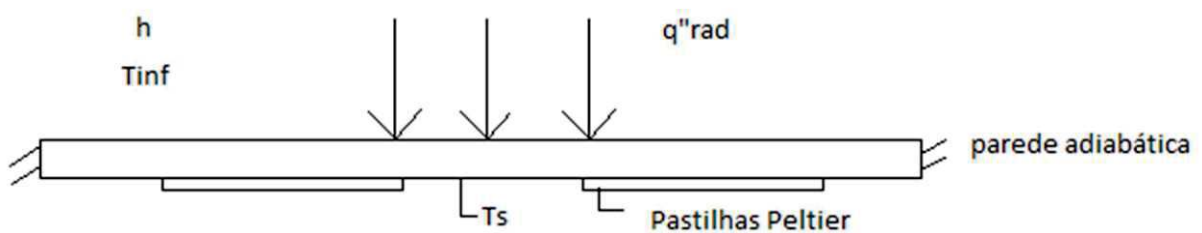


Figura 16 - Condições de contorno placa absorvedora e pastilhas Peltier.

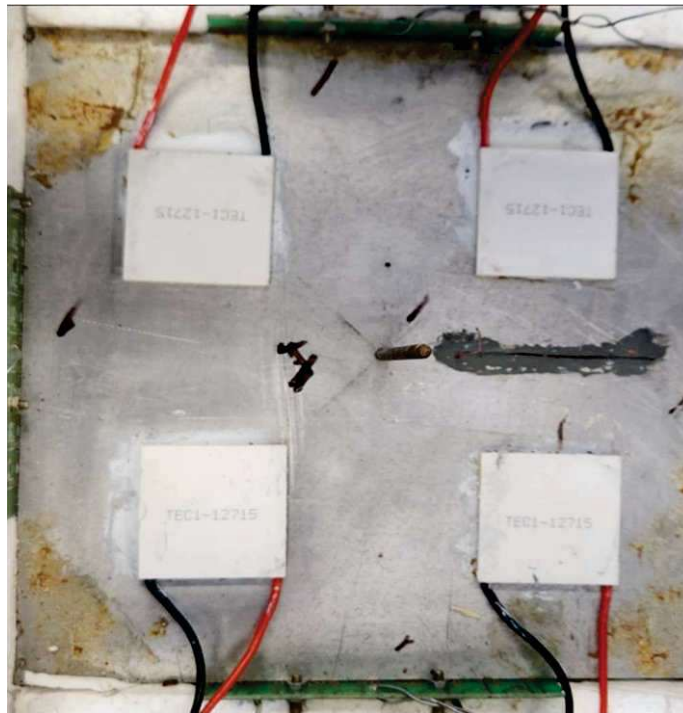


Figura 17 - Foto placa absorvedora e pastilhas Peltier

Em seguida foi considerado para que a pastilha mantém a temperatura a 25°C na superfície que está em contato com a placa absorvedora. Observamos que existe uma simetria de 1/16 da placa indicada na imagem superior. A diferença de temperatura na área indicada é o mesmo para toda placa, desconsiderando os efeitos de borda no escoamento nas paredes do dispositivo. Em seguida realizaremos o teste experimental para avaliar o gradiente de temperatura na placa em condições de operação e em seguida comparar com os resultados numéricos.

O experimento para medir o gradiente de temperatura na placa com pastilhas Peltier utilizou-se de uma lâmpada halógena de 250 W a 50 cm de distância que produzia uma radiação de 1000 W/m^2 medida por um piranômetro. Foi utilizada a câmera termográfica para medir o gradiente de temperatura mostrado nas figuras 18 e 19 onde é possível ver a marcação da temperatura de $14,5^{\circ}\text{C}$ no centro da pastilha Peltier e $15,3^{\circ}\text{C}$ no centro da placa logo o gradiente de temperatura medido foi de $0,8^{\circ}\text{C}$.

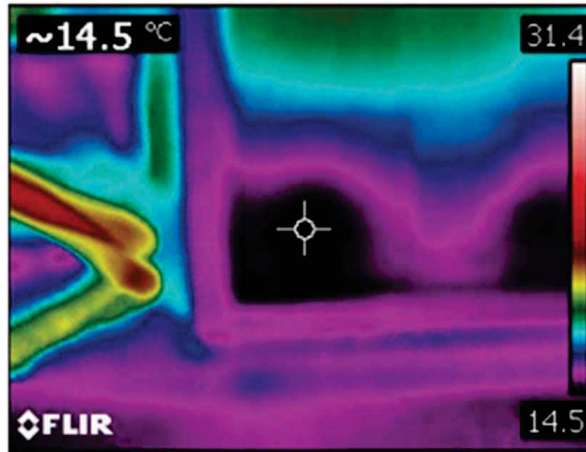


Figura 18 - Gradiente de temperatura na placa.

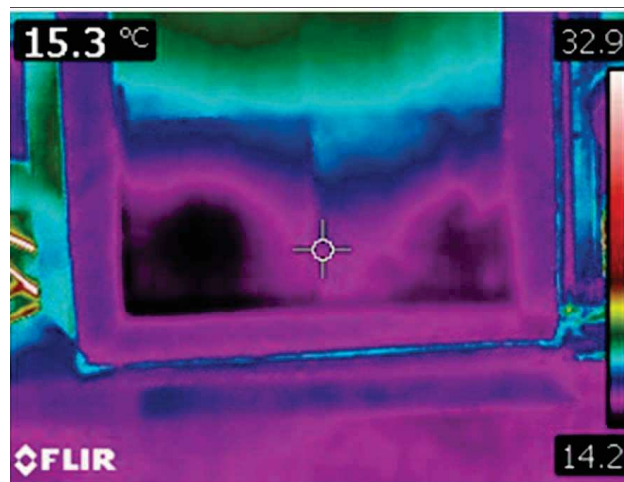


Figura 19 - Gradiente de temperatura na placa.

Obtendo-se os resultados experimentais comparamos com os resultados numéricos obtidos anteriormente obtemos um erro de 4,6% para o gradiente de temperatura na placa. O erro ficou dentro do esperado. Logo podemos validar os resultados numéricos e condições de contorno consideradas. Porém o gradiente de temperatura experimental está acima de $0,5^{\circ}\text{C}$ o que não é ideal para a precisão do equipamento.

4.4- OTIMIZAÇÃO DO DESEMPENHO DA PLACA ABSORVEDORA

Com objetivo de melhorar o desempenho da placa absorvedora realizaremos um estudo para obter uma placa com o mínimo peso possível e que possua uma diferença de temperatura de no máximo $0,5^{\circ}\text{C}$ ao longo da placa. Para isso realizaremos a simulação numérica de placas absorvedoras de alumínio e cobre com diferentes espessuras submetidas as condições de contorno utilizadas no tópico anterior. Faremos o gráfico de gradiente de temperatura por espessura da placa. Por fim realizaremos o cálculo razão da massa por área da placa que atinge o gradiente de temperatura máximo admissível para o cobre e para o alumínio.

4.5 – AVALIAR O FUNCIONAMENTO DO DISPOSITIVO PARA DIFERENTES ÂNGULOS DE OPERAÇÃO

O funcionamento do dispositivo ocorre na posição vertical, mas gostaríamos de avaliar o funcionamento do dispositivo para outros ângulos, como na horizontal, a 45° de inclinação e 60° de inclinação. Realizaremos a simulação numérica e utilizaremos de métodos analíticos para avaliar temperatura, velocidade e fluxo de calor no dispositivo. Consideraremos a convecção natural em cavidade retangular que ocorre no interior do dispositivo. As condições de contorno apresentadas na figura 20 são paredes adiabáticas nas laterais, superfície superior mantida a 25°C e superfície inferior mantida a 40°C.



Figura 20 - Condições de contorno da cavidade retangular do dispositivo

4.6- AVALIAR A TEMPERATURA DE DIFERENTES VIDROS NO DISPOSITIVO

Com o objetivo de avaliar a temperatura de diferentes vidros no dispositivo de medição de fator solar realizaremos um modelo analítico do dispositivo que é ilustrado na figura 21. Considerando a radiação incidente no vidro e na placa absorvedora, a absorvidade, transmitividade e refletividade dos vidros. As condições de contorno são paredes adiabáticas nas laterais, radiação de 1000 W/m² incidindo sobre a placa, temperatura da superfície inferior mantida a 25°C, temperatura ambiente de 25°C, coeficiente de convecção na parte interna de 8 W/m²K e coeficiente de convecção na parte externa de 20 W/m²K, e condutividade térmica da placa de 237 W/mK.

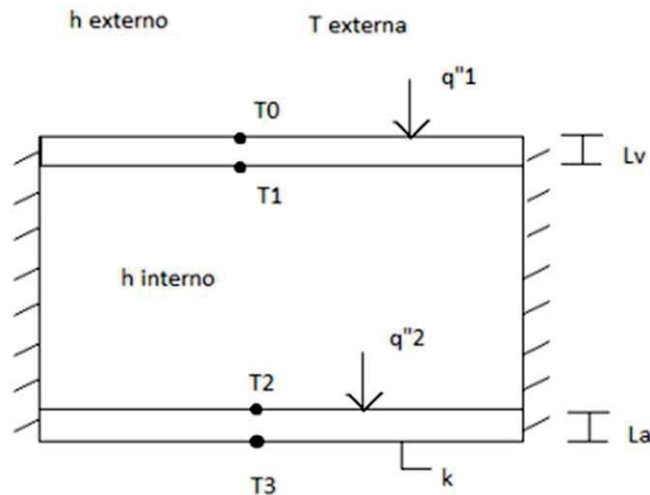


Figura 21 - Condições de contorno do método analítico.

4.7- AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DA PAREDE ISOLANTE

Realizaremos o estudo do isolamento do dispositivo utilizando simulação numérica e métodos analíticos para determinar a espessura de isolante capaz de minimizar o fluxo de calor que passa pelas paredes isolantes.



Figura 22 - Esquema do modelo numérico do medidor de Fator Solar.

Para a simulação numérica considera-se a convecção natural na cavidade. As condições de contorno, apresentadas na figura 22, são condução e convecção nas paredes isolantes e temperaturas constantes nas paredes laterais. A parede quente do vidro e parede fria a placa absorvedora. E assim obteremos o fluxo de calor que passa nas paredes isolantes.

5- RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 – AVALIAÇÃO DO MATERIAL DA PLACA COM PASTILHAS PELTIER

Para avaliar o gradiente de temperatura na placa absorvedora realizaremos a simulação numérica em Ansys. A placa absorvedora possui área de 200 mm x 200 mm e 5 mm de espessura. As condições de contorno são uma radiação de 1000 W/m^2 incidindo na face superior, um coeficiente convectivo de $8 \text{ W/m}^2\text{K}$ e T_{inf} de 25°C na superfície superior. O material da placa é alumínio que possui uma condutividade térmica de 237 W/mK . A temperatura na face inferior é mantida a 25°C pelas pastilhas Peltier. As condições de contorno são explicitadas da na figura 23.

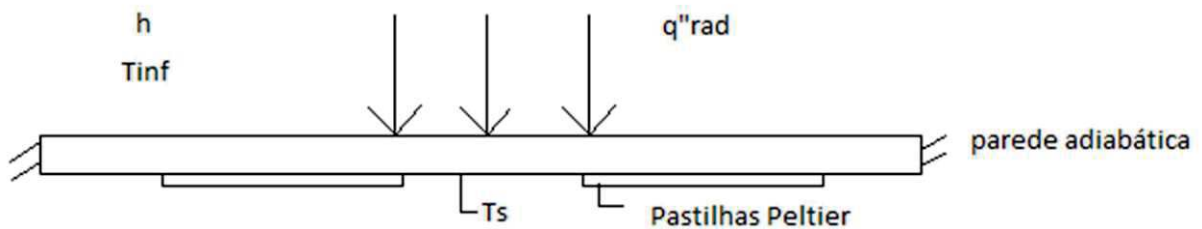


Figura 23 - Condições de contorno placa absorvedora e pastilhas Peltier.

A malha tem tamanho de célula de 10 mm, sem refinamento. A simulação é bidimensional por ter apenas uma célula de profundidade. Os resultados da simulação são apresentados na figura 24.

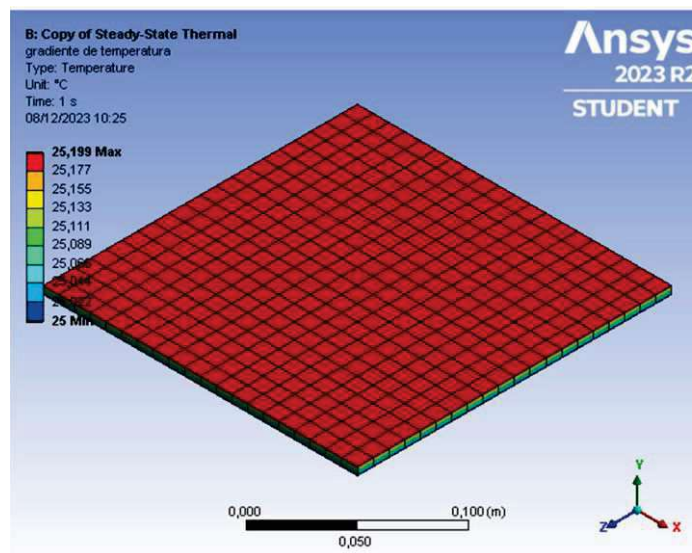


Figura 24 - Distribuição de temperatura na placa absorvedora.

Em seguida foi considerado que a pastilha Peltier mantém a temperatura a 25°C na superfície que está em contato com a placa absorvedora, mantendo as mesmas condições de contorno descritas anteriormente. Observamos que existe uma simetria de 1/16 da placa indicada na imagem inferior, ou seja, a diferença de temperatura na área indicada é o mesmo para toda placa. Desse modo realizamos a simulação para uma fração de 1/16 da placa absorvedora esquematizada na figura 25 e assim diminuir os custos computacionais para simulação.

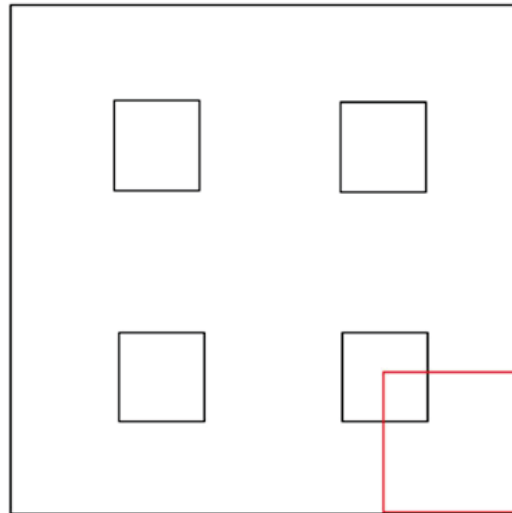


Figura 25 - Detalhe da simetria da placa com pastilhas peltier.

A simulação é bidimensional pois a malha há somente uma célula de profundidade, com tamanho de célula de 3 mm e sem refinamento. Os resultados são apresentados nas figuras 26 e 27.

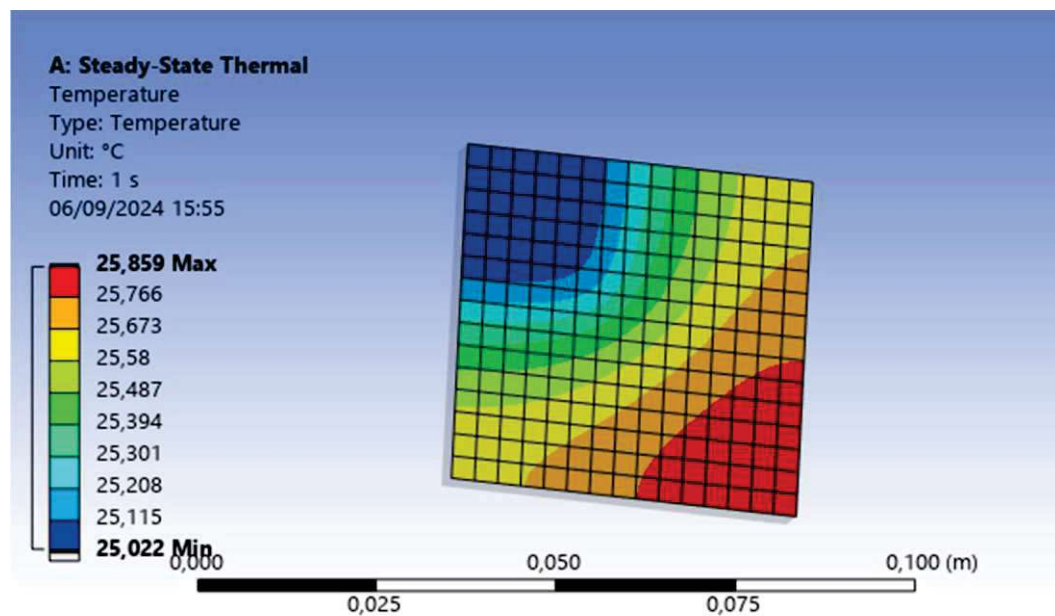


Figura 26 - Distribuição de temperatura da parte inferior da placa com pastilha Peltier e espessura 5mm.

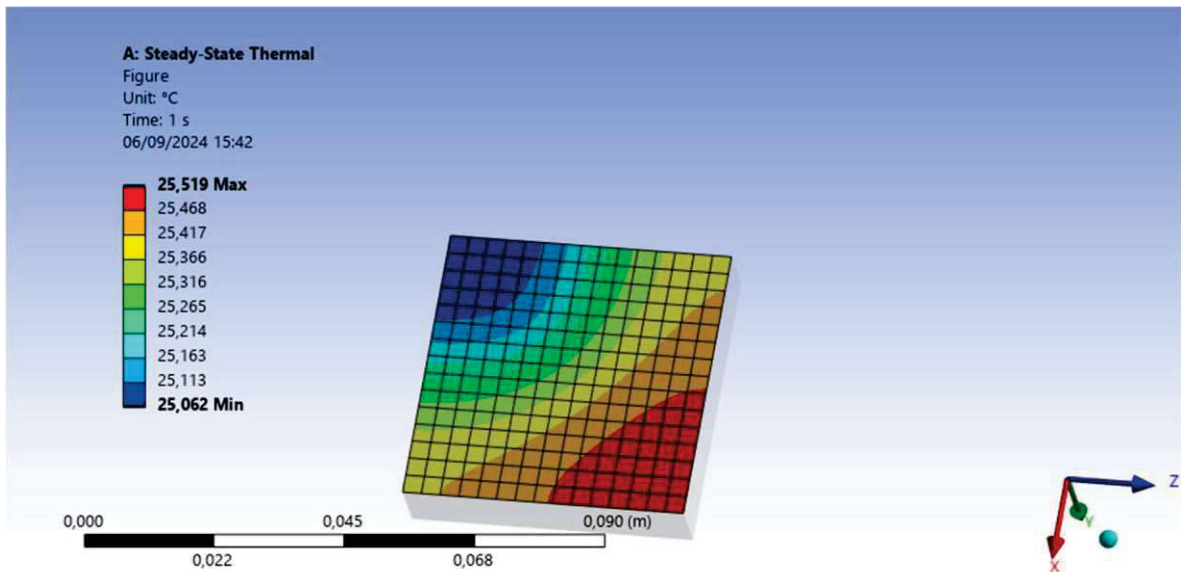


Figura 27 - Distribuição de temperatura da placa absorvedora de 10 mm.

A placa possui uma diferença de temperatura de $0,457^{\circ}\text{C}$ como podemos observar na figura anterior, ou seja, menor que a diferença de temperatura máxima admissível. Em seguida realizamos a mesma simulação para placas de 6,7,8 e 9 mm e obtemos os valores de diferença de temperatura máxima na superfície e plotamos um gráfico. Agora realizamos a simulação para a placa de cobre, que possui condutividade térmica de 400 W/mK . Mantemos as mesmas condições de contorno e malha. Os resultados são apresentados nas figuras 28, 29 e 30.

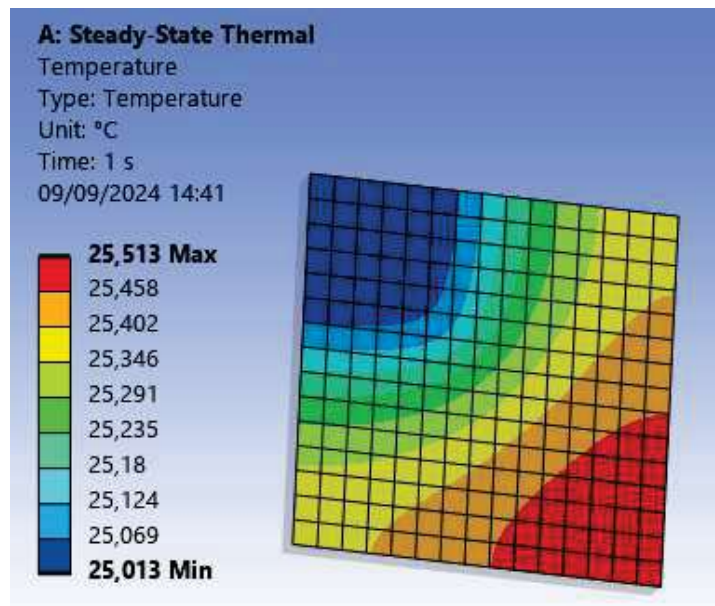


Figura 28 - Distribuição de temperatura na placa absorvedora de 5 mm de espessura.

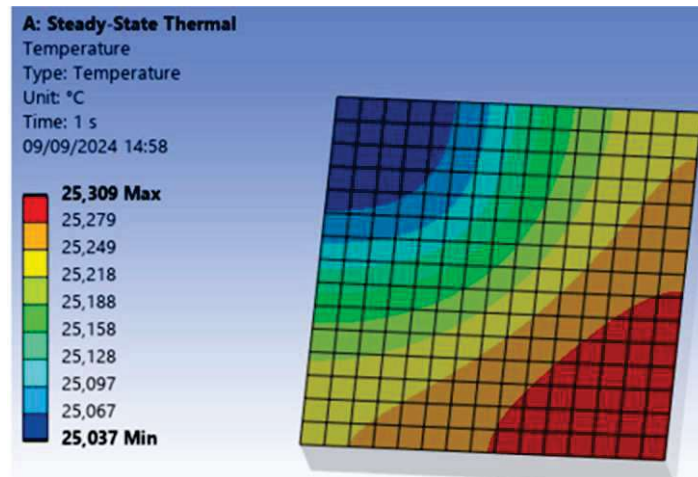


Figura 29 - Distribuição de temperatura na placa absorvedora de 10 mm de espessura.

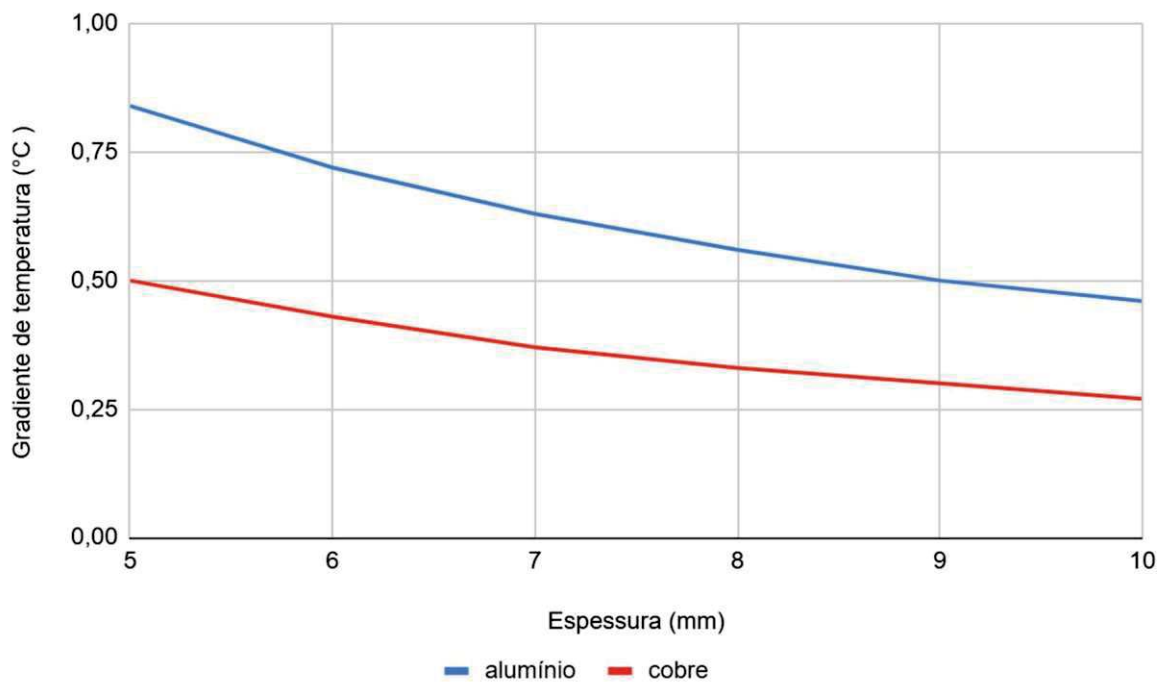


Figura 30 - Gráfico da diferença de temperatura entre centro e borda da placa por espessura da placa de cobre e alumínio.

Podemos perceber que por conta da maior condutividade térmica do cobre a placa de cobre possui uma menor diferença de temperatura ao longo da placa. Considerando a máxima diferença de temperatura admissível que é $0,5^{\circ}\text{C}$, a placa de cobre atinge este valor para uma espessura de 5 mm ou mais enquanto a placa de alumínio para uma espessura de 9 mm ou mais. Como o peso da placa é um fator importante para o equipamento, tendo em vista que o equipamento é fixado ao vidro por um sistema de ventosas e o peso em excesso pode causar a queda do equipamento, verificamos a razão da massa por área da placa que atinge o gradiente de temperatura máximo admissível. Para isso admitimos a densidade do alumínio de 2700

kg/m^3 e a densidade do cobre de 8900 kg/m^3 . Lembrando que a espessura da placa de alumínio é 9 mm e a de cobre é 5 mm no caso. Obtivemos a razão da massa por área da placa que atinge o gradiente de temperatura máximo admissível para o cobre e para o alumínio que foram de $44,5 \text{ kg/m}^2$ e $24,3 \text{ kg/m}^2$ respectivamente, apresentados na figura 32. Logo a placa de alumínio é mais recomendada para o projeto do Powem.

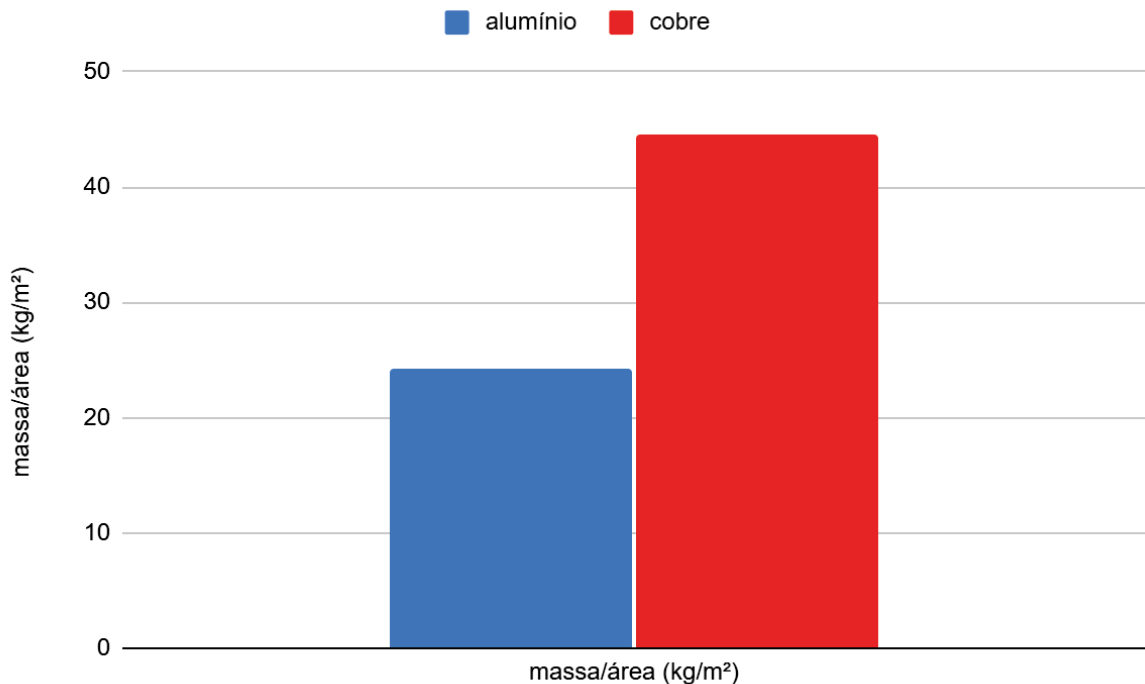


Figura 31 - Razão de massa sobre área da placa de alumínio e de cobre.

A razão das condutividades térmicas do alumínio e cobre é de $0,59$; que é muito correlacionada a razão do fator massa sobre área.

5.2 AVALIAR O FUNCIONAMENTO DO DISPOSITIVO PARA DIFERENTES ANGULOS DE OPERAÇÃO

O funcionamento do dispositivo ocorre na posição vertical, mas gostaríamos avaliar o funcionamento do dispositivo para outros ângulos, como na horizontal, a 45° de inclinação e 60° de inclinação. Realizaremos a simulação numérica e utilizaremos de métodos analíticos para avaliar temperatura, velocidade e fluxo de calor no dispositivo. Consideraremos a convecção natural em cavidade retangular que ocorre no interior do dispositivo. As condições de contorno apresentada na figura 32 são paredes adiabáticas nas laterais, superfície superior mantida a 25°C e superfície inferior mantida a 40°C . Inicialmente com a placa absorvedora na horizontal. A malha possui um tamanho de célula de 1 mm , refinamento nas bordas de 10

subdivisões por borda, a simulação é bidimensional pois o efeito da convecção natural, no caso o movimento circular do fluido, ocorrem em duas dimensões. Os resultados da simulação são apresentadas nas figuras 33 e 34.

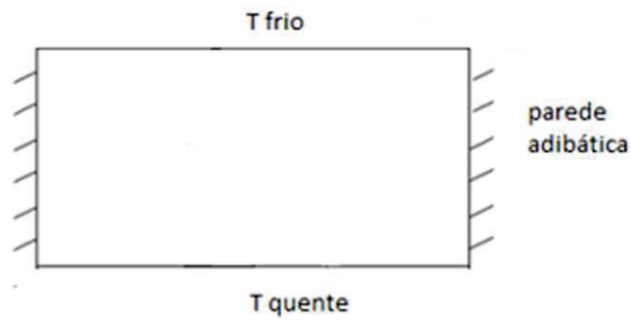


Figura 32 - Condições de contorno para o dispositivo horizontal.

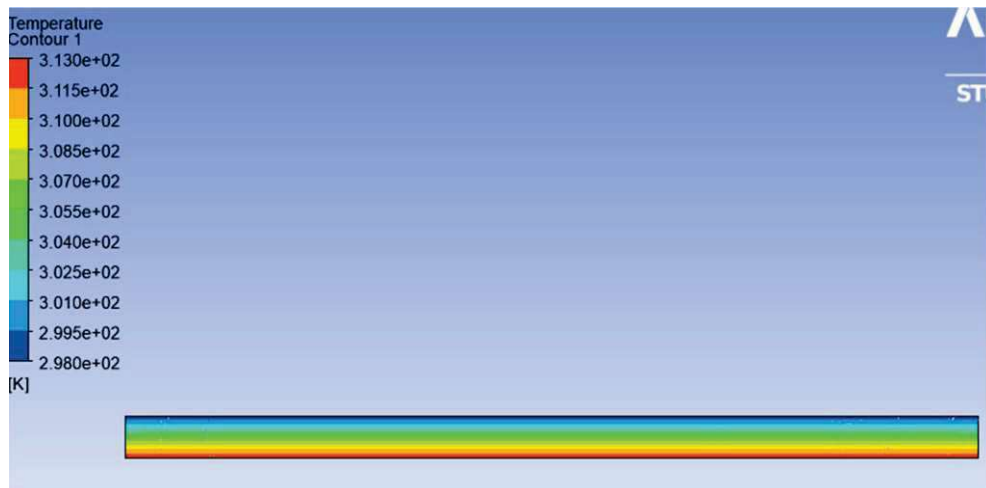


Figura 33 - Temperatura na cavidade horizontal.

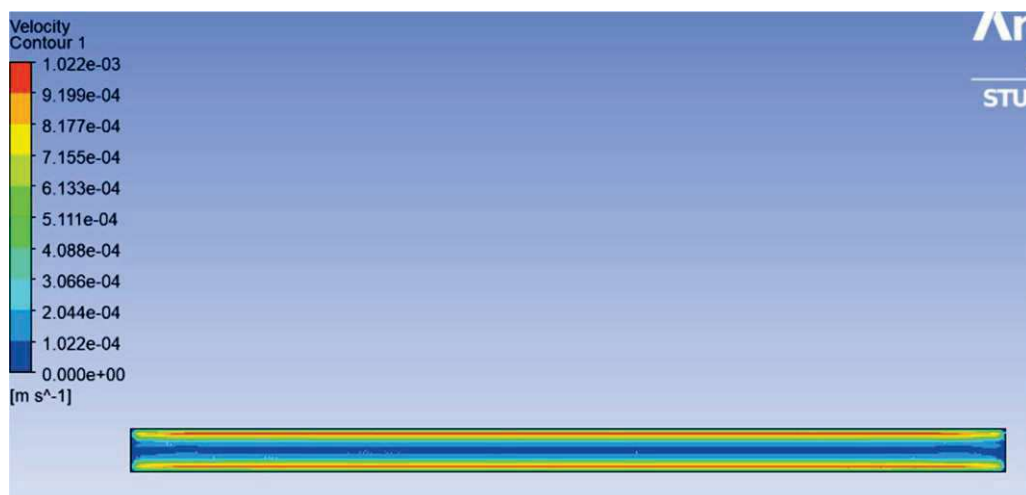


Figura 34 - Velocidade na cavidade na horizontal.

Pelo método numérico obtemos um fluxo de calor de 36 W/m^2 . Pelo método analítico, utilizando as equações 12, 13 e 14 obtivemos um fluxo de calor de 29 W/m^2 e comparando a simulação numérica com o resultado analítico existe um erro de 19%.

Agora utilizando as mesmas condições de contorno da simulação anterior, mas com uma inclinação de 45° . As condições de contorno e resultados são apresentados nas figuras 35, 36 e 37.

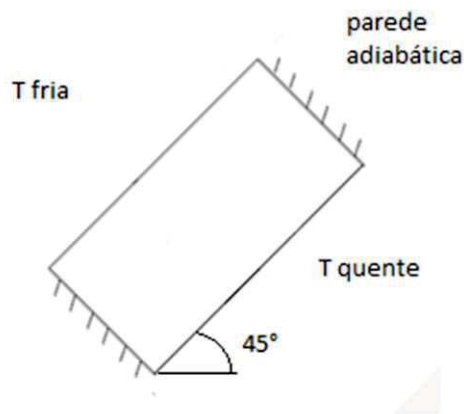


Figura 35 - Condições de contorno para o dispositivo inclinado em 45° .

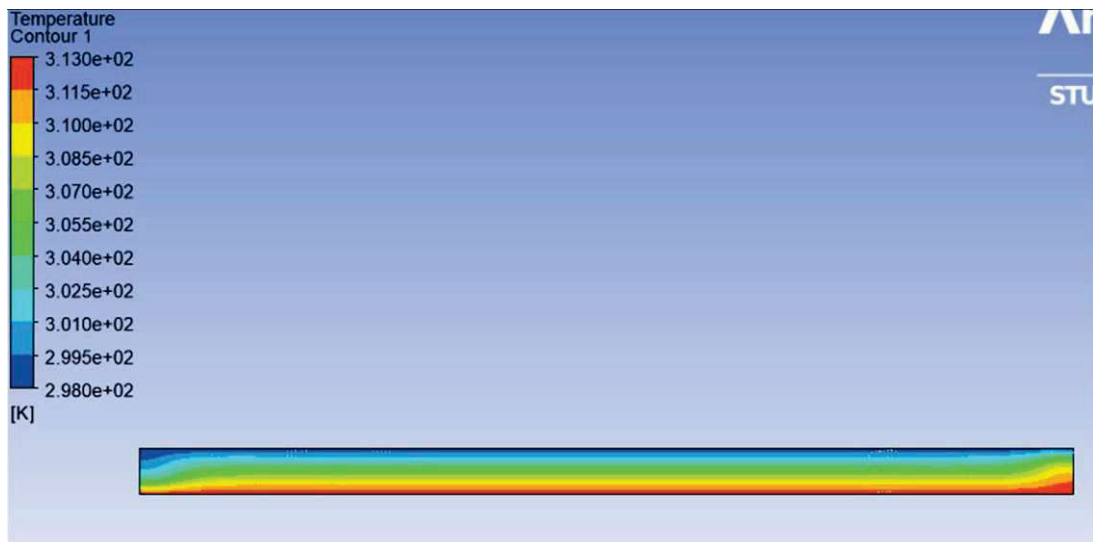


Figura 36 - Temperatura na cavidade a 45° .

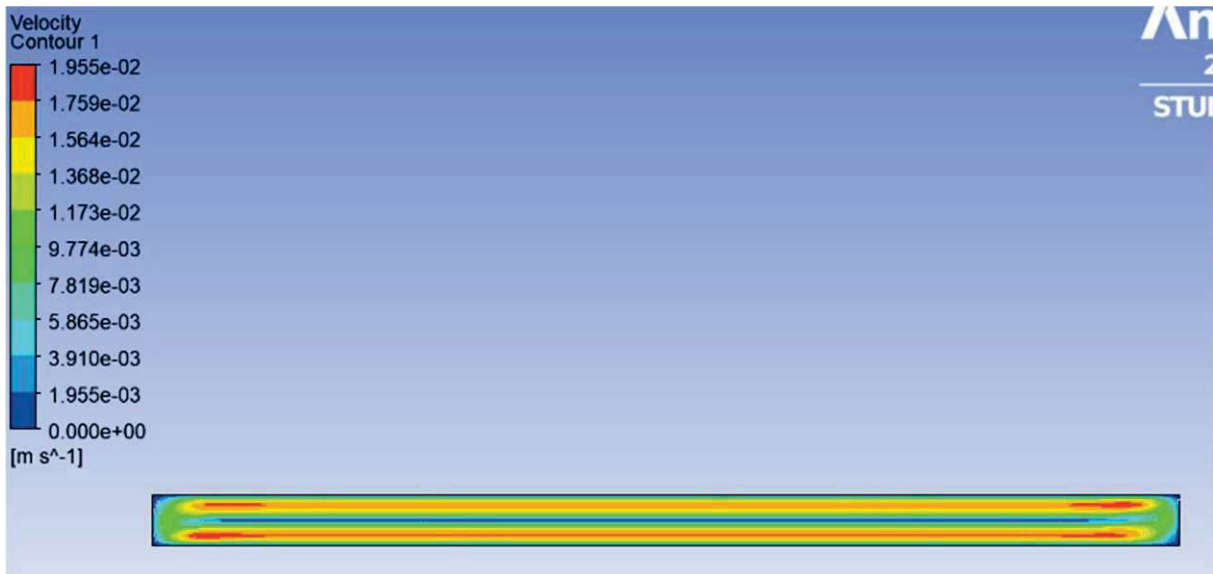


Figura 37 - Velocidade na cavidade a 45°.

Pode-se notar a formação de vórtice único circulação do fluido, com velocidade ascendente em um lado e descendente no outro, resultando em velocidade nula no centro. Como esperado, junto a parede a velocidade é nula.

Pelo método numérico obtemos um fluxo de calor de 83,7 W/m². Utilizando as equações 12, 13 e 15 obtivemos um fluxo de calor de 111 W/m². Comparando o resultado analítico e por simulação numérica obtivemos um erro de 24,6%.

Agora utilizando as mesmas condições de contorno agora com uma inclinação de 60° da cavidade apresentadas na figura 38. Os resultados estão explicitados nas figuras 39 e 40.

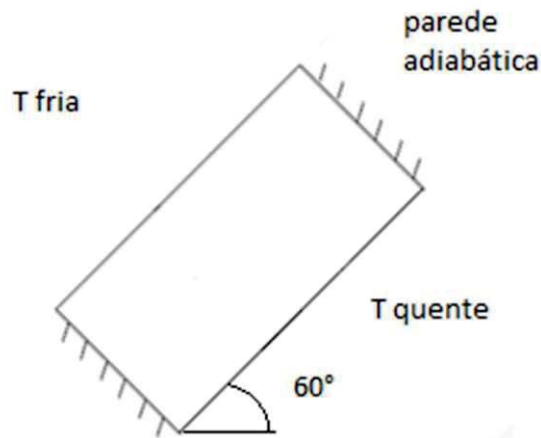


Figura 38 - Condições de contorno para cavidade inclinada em 60°.

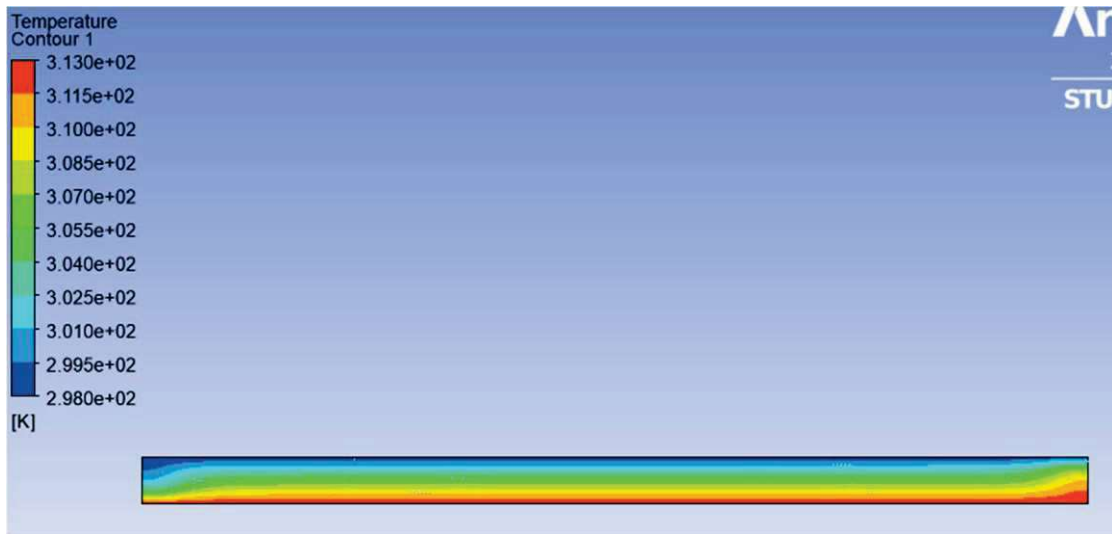


Figura 39 - Temperatura na cavidade com inclinação de 60°.

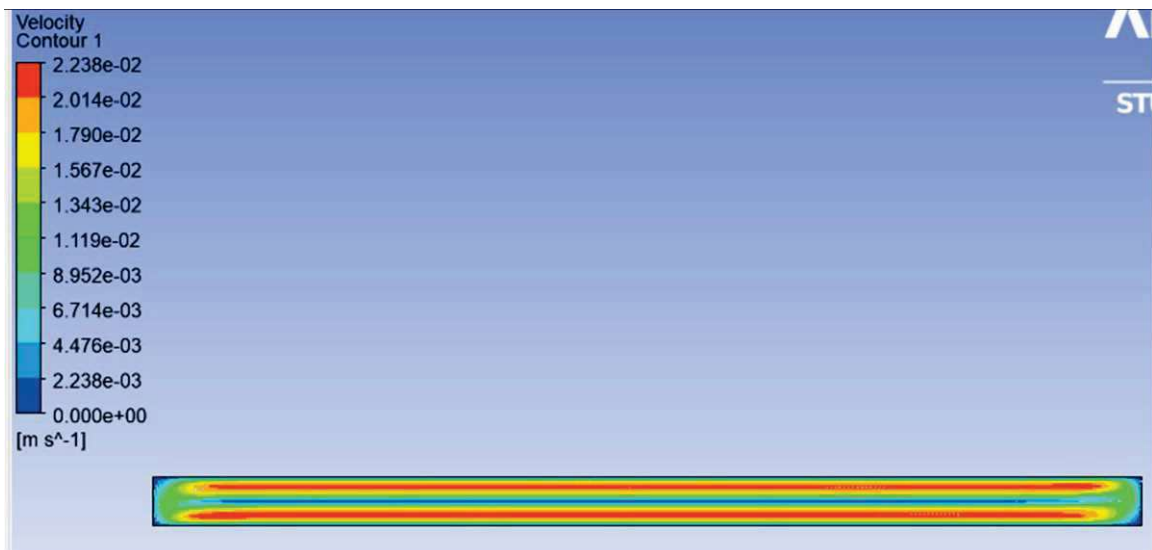


Figura 40 - Velocidade na cavidade com inclinação de 60°.

A velocidade máxima para o ângulo de 60° é ligeiramente maior que o obtido para o ângulo de 45°. Isso está de acordo com o esperado, pois as forças convectivas devido a gravidade são mais intensas para inclinações mais próximas do sentido vertical.

Pelo método numérico obtemos um fluxo de calor de 89,3 W/m². Utilizando a equação 12, 13 e 15 obtivemos um fluxo de calor de 100 W/m². Comparando o resultado analítico e por simulação numérica obtivemos um erro de 20,1%. Observamos que pelo método numérico o fluxo de calor é maior para a inclinação de 60° e para o método analítico o fluxo de calor é maior para 45°, isso se deve ao erro do método analítico ser mais elevado. A tabela 4 ilustra os resultados. Abaixo na tabela 3 estão ilustrados os resultados obtidos nesta seção.

Tabela 2 - Resultados do fluxo de calor em função da inclinação

Inclinação	Fluxo de calor numérico	Fluxo de calor analítico	Erro
0°	36 W/m ²	29 W/m ²	19%.
45°	83,7 W/m ²	111 W/m ²	24,6%
60°	89,3 W/m ²	100 W/m ²	20,1%

5.3 - CONVECÇÃO NATURAL EM CAVIDADE CONSIDERANDO PROPRIEDADES DOS VIDROS

Realizamos o modelo analítico do medidor de Fator Solar para avaliar a temperatura de diferentes tipos de vidros utilizados no dispositivo. Considerando a chapa de alumínio de 5 mm de espessura, que recebe a radiação solar de 1000 W/m² na sua superfície inferior da cavidade e vidro na superfície superior. Considerando um coeficiente de convecção externo de 20 W/m²K e uma temperatura externa de 25°C, um coeficiente de convecção interno de 8 W/m²K, a temperatura da parte inferior da placa é mantida a 25°C pelo Peltier. Inicialmente utilizamos as propriedades vidro transparente indicado na tabela a seguir. As condições de contorno são apresentadas na figura 41.

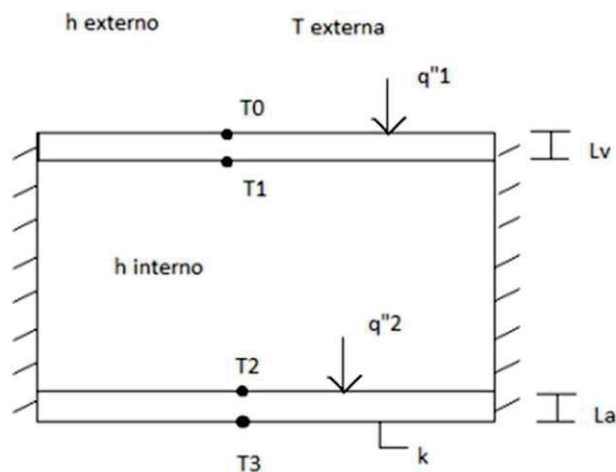


Figura 41 - Modelo analítico do PoWEM.

Tabela 3 - Propriedades dos vidros

Nome	Espessura (mm)	Transmitância Solar	Refletância Solar	Absortância Solar
Vidro Transparente	3,0	0,885	0,081	0,034
CCN50_a	4,0	0,376	0,323	0,301
CCN50_b	4,0	0,376	0,341	0,283
N14_a	4,0	0,138	0,406	0,457
N14_b	4,0	0,138	0,306	0,556
RB20_L	8,0	0,192	0,214	0,594

Utilizando a equação 1 e aplicando o balanço de energia obtivemos os valores das temperaturas, com T1 igual a 26,8°C, T2 igual a 26,8°C e T3 igual a 25°C.

Resolvendo agora para CCN50_a consideramos uma absorptância e transmitância de 0,4. Obtivemos assim os valores das temperaturas, com T1 igual a 35,6°C, T2 igual a 35,8°C e T3 igual a 25°C.

Resolvendo agora para N14_a consideramos uma absorptância de 0,45 e transmitância de 0,15. Obtivemos assim os valores das temperaturas, com T1 igual a 40,9°C, T2 igual a 40,2°C e T3 igual a 25°C.

Avaliando os resultados podemos concluir que os vidros cinzas, no caso do N14_a, por ter uma maior absorptividade, promovem um maior aquecimento do vidro. Já os vidros transparentes possuem menor absorptividade e um menor aquecimento. Os vidros verdes, no caso do CCN50_a possuem uma absorptividade intermediária, e, portanto, temperaturas intermediárias.

5.4 – AVALIAÇÃO DO ISOLAMENTO DO MEDIDOR DE FATOR SOLAR

Realizamos o estudo do isolamento do dispositivo utilizando simulação numérica e métodos analíticos para determinar a espessura de isolante capaz de minimizar o fluxo de calor que passa pelas paredes isolantes.

Realizamos a simulação numérica do dispositivo para avaliar o fluxo de calor que passa através da parede isolante. Considera-se o espaço entre o vidro e a placa absorvedora como cavidade retangular onde ocorre convecção natural. A cavidade possui 200 mm de altura e 10 mm de largura com ângulo $\tau = 90^\circ$, que é o ângulo entre a superfície horizontal e as superfícies aquecidas e resfriadas, no caso, a superfícies aquecidas e resfriadas são as paredes superior e inferior, a parede superior é mantida a 25°C e a parede inferior é mantida a 40°C, as superfícies laterais estão isoladas.

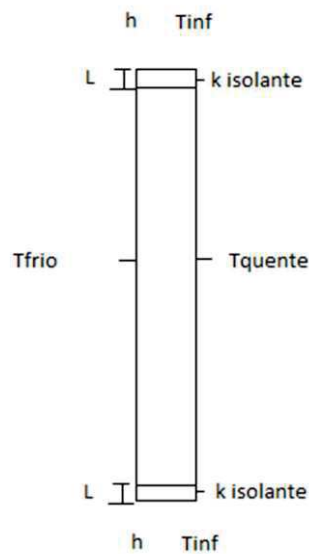


Figura 42 - Condições de contorno do modelo numérico do dispositivo.

As condições de contorno são condução e convecção nas paredes isolantes e temperaturas constantes nas paredes laterais. A parede quente do vidro e parede fria a placa absorvedora. E assim obteremos o fluxo de calor que passa nas paredes isolantes.

A malha possui um tamanho de célula de 1 mm, refinamento nas bordas de 10 subdivisões por borda, a simulação é bidimensional pois o efeito da convecção natural, no caso o movimento circular do fluido, ocorrem em duas dimensões.

Considerando agora a simulação da cavidade com paredes não adiabáticas, uma inclinação igual 90° , a temperatura externa de 25°C a condutividade térmica do isolante de $0,035 \text{ W/m}^2\text{K}$ e uma espessura de parede de 5 mm. Os resultados são mostrados na tabela a seguir.

Tabela 4 - Propriedades dos vidros

Espessura de isolante	Fluxo de calor na parede isolante em W/m^2	Fluxo de calor entre parede quente e fria em W/m^2
5 mm	44,6	101
10 mm	44,3	96
20 mm	44	92

Em seguida utilizamos uma temperatura de 20°C e 30°C para uma parede de isolante 10 mm. Mantendo as outras condições de contorno. Os resultados são mostrados na tabela a seguir.

Tabela 5 - Resultados fluxo de calor nas paredes do dispositivo

Temperatura externa	Fluxo de calor na parede isolante em W/m^2	Fluxo de calor entre parede quente e fria em W/m^2
20°C	43,4	93
30°C	45,3	100

Considerando os resultados podemos concluir que parede de isolante de 5 mm é eficaz para minimizar os efeitos de fluxo de calor através das paredes do equipamento, visto que a diferença de fluxo de calor observada na tabela 3 é muito pequena. Podemos avaliar também que a temperatura ambiente não interfere para o bom funcionamento do equipamento.

5 – CONCLUSÕES

Este trabalho teve como objetivo recomendar melhorias de projeto do dispositivo de medição de Fator Solar de vidros PoWEM. Inicialmente foi avaliado o material da placa metálica absorvedora com pastilhas Peltier que tem o objetivo de obter uma temperatura constante. Comparamos placas de alumínio e cobre de várias espessuras nas condições de trabalho do dispositivo e pudemos concluir que a chapa de alumínio é mais indicada para o caso visto que o peso da placa é um fator importante para o equipamento visto que fica fixado por ventosas e a placa de alumínio atende os critérios de máximo gradiente de temperatura admissível com o

menor peso. Obtivemos a razão da massa por área da placa que atinge o gradiente de temperatura máximo admissível para o cobre e para o alumínio que foram de 44,5 kg/m² e 24,3 kg/m² respectivamente. Logo a placa de alumínio é mais recomendada para o projeto do Powem.

Observou-se que o experimento de medição de temperatura na placa é condizente com os resultados obtidos por simulação numérica, obtendo uma diferença de temperatura de 0,8°C ao longo da placa pelo método experimental. Porém a diferença de temperatura ao longo da placa obtida pelo método experimental está acima de 0,5°C; o que não é ideal para a precisão do equipamento.

Verificou-se por métodos numéricos e analíticos o efeito da inclinação do equipamento em condições de operação, e notamos diferenças consideráveis no fluxo de calor na placa para diferentes ângulos, no caso para 45° o fluxo de calor foi de 83,7 W/m² enquanto para o equipamento na horizontal foi de 36 W/m², uma diferença de 57%, o que demonstra que se deve considerar que ao utilizar o equipamento deve-se utilizar inclinação constante para uma se obter uma medição precisa.

Avaliou-se também o efeito do isolamento térmico nas paredes laterais do fluxímetro, considerando diferentes temperaturas do ambiente e diferentes espessuras de isolamento e pode-se concluir que uma parede de isolante de 5 mm, com fluxo de calor de 44,6 W/m², é mais indicada para minimizar os efeitos de fluxo de calor que passam pelo isolante pois nota-se que a diferença do fluxo de calor que passa pela parede de 5 mm e 20 mm de isolante é de apenas 0,6 W/m². Sendo assim a parede de 5 mm de isolante garante a precisão do equipamento em diferentes condições de operação, em especial a condição da temperatura ambiente.

Um modelo analítico foi desenvolvido onde foi possível avaliar os efeitos de diferentes tipos de vidros podendo-se concluir que os vidros cinzas, no caso do N14_a, com uma temperatura de 40,9°C, promovem um maior aquecimento do vidro por ter uma maior absorvidade. Já os vidros transparentes, com temperatura de 26,8°C, possuem menor absorvidade e um menor aquecimento. Os vidros verdes, no caso do CCN50_a, com temperatura de 35,6°C, possuem uma absorvidade intermediária e, portanto, temperaturas intermediárias.

Dessa maneira conclui-se que os resultados com os objetivos de recomendar melhorias de projeto do dispositivo proposta no início do trabalho e que esses resultados possam ajudar futuros trabalhos sobre o tema e auxiliar no aumento da eficiência energética de edifícios.

6- SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para complementar este trabalho pode-se realizar diferentes experimentos no equipamento, como por exemplo o uso de diferentes materiais de placa e comparação dos resultados anteriores. Uso de diferentes materiais isolantes. Avaliar perdas de calor entre o equipamento e vidro que podem proporcionar perdas consideráveis para a precisão de medição. Pode-se utilizar modelos numéricos em 3 dimensões e malhas mais refinadas para obtenção de resultados numéricos melhores.

7- REFERÊNCIAS

ALVES, Maria Bernardete Martins; ARRUDA, Susana Margareth. Como fazer referências: bibliográficas, eletrônicas e demais formas de documento. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, Biblioteca Universitária, c2001. Disponível em: <<http://www.bu.ufsc.br/design/framerefer.php>>. Acesso em: 1 nov. 2025.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 10520: informação e documentação: citações em documentos: apresentação. Rio de Janeiro, 2002. Acesso em: 1 nov. 2025.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 6024: informação e documentação: numeração progressiva das seções de um documento escrito: apresentação. Rio de Janeiro, 2012. Acesso em: 1 nov. 2025.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 14724: informação e documentação: trabalhos acadêmicos: apresentação. Rio de Janeiro, 2011. UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA. Biblioteca Universitaria. Trabalho acadêmico: guia fácil para diagramação: formato A5. Florianópolis, 2009. Disponível em: <<http://www.bu.ufsc.br/design/GuiaRapido2012.pdf>>. Acesso em: 1 nov. 2025.

GUTHS, S. **Innovative Device Reduces Energy Use in Buildings**. Florianópolis: 2016. Disponível em: <https://buildings.lbl.gov/news/innovative-device-reduces-energy-use#:~:text=Researchers%20from%20the%20United%20States,U.S.%2DBrazil%20Strategic%20Energy%20Dialogue%20>. Acesso em: 10 jul. 2025

NATIONAL FENESTRATION RATING COUNCIL. *NFRC 201:2004 – Procedure for interim standard test method for measuring the solar heat gain coefficient of fenestration systems using calorimetry hot box methods*. [S.l.: s.n.], 2004. Acesso em: 1 nov. 2025.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. *ISO 9050:2003 — Glass in building — Determination of light transmittance, solar direct transmittance, total solar energy transmittance*. [S.l.: s.n.], 2003. Acesso em: 1 nov. 2025

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. *ISO 19467:2017 — Thermal performance of windows and doors — Determination of surface temperature index — Calculation method*. [S.l.: s.n.], 2017. Acesso em: 1 nov. 2025

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. ABNT NBR 15220-2:2005 — Desempenho térmico de edificações – Parte 2: Métodos de cálculo da transmitância térmica, da capacidade térmica, do atraso térmico e do fator solar de elementos e componentes de edificações. Rio de Janeiro, 2005. Acesso em: 1 nov. 2025