

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE  
CURSO DE ENGENHARIA AEROESPACIAL

ANDRÉ ASSIS CANANI

PROJETO E AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE TROCADORES DE CALOR  
COMPACTOS FABRICADOS POR MANUFATURA ADITIVA

Joinville

2024

ANDRÉ ASSIS CANANI

PROJETO E AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE TROCADORES DE CALOR  
COMPACTOS FABRICADOS POR MANUFATURA ADITIVA

Trabalho apresentado como requisito para obtenção do título de bacharel em Engenharia Aeroespacial, no Centro Tecnológico de Joinville, da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Dr. Marcus Vinícius Volponi Morteau

Joinville

2024

ANDRÉ ASSIS CANANI

PROJETO E AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE TROCADORES DE CALOR  
COMPACTOS FABRICADOS POR MANUFATURA ADITIVA

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Aeroespacial, no Centro Tecnológico de Joinville, da Universidade Federal de Santa Catarina.

Joinville (SC), 4 de dezembro de 2024.

**Banca Examinadora:**

---

Dr. Marcus V. V. Morteau  
Orientador  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Me. Gabriel Zilio  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Me. Ramon P. P. da Silva  
University of Alabama

*“We are made of star stuff.”*

*Carl Sagan*

## AGRADECIMENTOS

Este trabalho representa o fim de um ciclo iniciado em 2019. Foram anos intensos, cheios de alegrias, tristezas e superações. Muitos aprendizados e amizades foram adquiridos durante esses cinco anos. A chegada da pandemia de COVID-19 foi profundamente impactante, mas foi superada com o apoio das pessoas que amo.

Chegar ao fim desta caminhada é uma mistura de orgulho, alívio e gratidão. Olhando para trás, percebo o quanto essa jornada universitária me transformou, não apenas como estudante, mas como pessoa. E como o tempo passa rápido.

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer a Deus, pela saúde, pelas oportunidades e por ter colocado tantas pessoas boas em minha vida.

Em segundo lugar, agradeço à minha família. Aos meus pais, Íris e Emerson, que foram minha fortaleza nos momentos mais difíceis, me dando amor e sustentação para enfrentar tudo com a maior tranquilidade possível. Aos meus irmãos, Pedro e João, com os quais compartilho um grande carinho e que sempre me acolhem quando preciso. Às minhas avós, Efigênia e Lazará, que, mesmo distantes, sempre se fizeram presentes por meio de atos de amor. Ao meu avô, Artenes, que, apesar de não estar aqui neste momento especial, sempre se orgulhou de mim e me incentivou. E à Gabriela, pela paciência, companheirismo e amor compartilhados nos últimos dois anos.

Agradeço também aos amigos João Vítor, Vinícius e Arthur, por toda a ajuda acadêmica, pelos churrascos e pelos momentos compartilhados nesses anos. Obrigado pela amizade e pelo apoio de vocês.

Agradeço ao professor Marcus, pelo apoio e desenvolvimento desta pesquisa, pela paciência ao ensinar e pelo amor que transmite pela profissão. A todos do laboratório T2F, que me ensinaram muito e me apoiaram nos tempos de pesquisa, especialmente ao Zilio, Giovani, Zanzi e professor Kléber.

Agradeço também à UFSC e a todos os seus colaboradores, pelo ensino de qualidade e pelo apoio nas demais áreas.

Saio daqui com uma bagagem valiosa, não apenas de conhecimento, mas também de momentos, amizades e aprendizados que me acompanharão pelo resto da vida. Agradeço a todos que tornaram esta caminhada possível e me despeço deste ciclo com um sentimento profundo de gratidão e realização.

## RESUMO

Manufatura aditiva é um processo de fabricação que tem permitido criar peças complexas de maneira simplificada, além de possibilitar a utilização de diferentes tipos de materiais como matéria prima. Este trabalho investiga a viabilidade da manufatura aditiva na produção de trocadores de calor poliméricos, utilizando as técnicas de Sinterização Seletiva a Laser (SLS) e foto polimerização via LCD. Foram fabricados sete trocadores de calor do tipo fluxo cruzado, variando em termos de material e geometria dos canais. Quatro trocadores foram impressos via SLS utilizando poliamida, enquanto três foram fabricados por LCD com resina Elegoo ABS-Like. Os testes experimentais avaliaram a eficiência térmica de trocadores com canais retos e geometrias complexas 3D. Foi desenvolvido um modelo analítico, baseado no método epsilon-NTU, para prever o comportamento térmico dos trocadores com canais retos, o qual apresentou resultados satisfatórios ao ser validado com dados experimentais. No entanto, os trocadores com geometrias complexas não alcançaram a eficiência térmica esperada, devido a problemas de construção, como espessura excessiva das paredes. O estudo conclui que a manufatura aditiva é uma tecnologia promissora para a produção de trocadores de calor compactos, mas ressalta a importância da escolha adequada de materiais e do projeto geométrico para maximizar a eficiência térmica. Futuras pesquisas podem focar na melhoria da qualidade de impressão e no uso de materiais com maior condutividade térmica.

**Palavras-chave:** Manufatura aditiva, trocadores de calor compactos, SLS, LCD, polímeros, eficiência térmica.

## ABSTRACT

Additive manufacturing is a manufacturing process that has allowed the creation of complex parts in a simplified manner, in addition to enabling the use of different types of materials as raw materials. This study investigates the feasibility of additive manufacturing in the production of polymer-based heat exchangers, using Selective Laser Sintering (SLS) and LCD photopolymerization techniques. Seven crossflow heat exchangers were fabricated, varying in material and channel geometry. Four heat exchangers were printed via SLS using polyamide, while three were manufactured using LCD with Elegoo ABS-Like resin. Experimental tests evaluated the thermal efficiency of heat exchangers with straight and complex 3D channels. An analytical model, based on the epsilon-NTU method, was developed to predict the thermal behavior of heat exchangers with straight channels, and it showed satisfactory results when validated against experimental data. However, the heat exchangers with complex geometries did not achieve the expected thermal efficiency due to construction issues, such as excessive wall thickness. The study concludes that additive manufacturing is a promising technology for producing compact heat exchangers but emphasizes the importance of material selection and geometric design to maximize thermal efficiency. Future research could focus on improving print quality and using materials with higher thermal conductivity.

**Keywords:** Additive manufacturing, heat exchangers, SLS, LCD, polymers, thermal efficiency.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Trocador de calor de placas gaxetadas.....	16
Figura 2: Trocador de calor compacto fabricado por difusão .....	18
Figura 3: PCHE .....	18
Figura 4: Canais complexos .....	19
Figura 5: Canais complexos analisados por Liu et al (2000) .....	21
Figura 6: Esquemático impressora SLS.....	24
Figura 7: Impressora do tipo SLA .....	25
Figura 8: Impressora do tipo DLP .....	26
Figura 9: Esquemático de uma impressora SLA .....	27
Figura 10: Aproximação do tipo de fluxo .....	33
Figura 11: Aproximação placa aletada .....	33
Figura 12: Simplificação geometria dos canais.....	35
Figura 13: Esquema algoritmo modelo .....	43
Figura 14: Núcleo trocador reto .....	45
Figura 15: Núcleo reto com bocais.....	45
Figura 16: Parâmetros do núcleo SLS .....	46
Figura 17: Núcleo trocador expandido .....	47
Figura 18: Vista transversal canal sobe e desce .....	49
Figura 19: Padrão canal sobe e desce .....	49
Figura 20: Núcleo trocador sobe e desce.....	51
Figura 21 - Geometria do canal sobe e desce 3D .....	52
Figura 22: Núcleo trocador sobe desce 3D.....	53
Figura 23: Núcleo trocador reto .....	55
Figura 24: Núcleo reto com bocais.....	55
Figura 25: Núcleo do trocador Vshape.....	56
Figura 26: Interior do núcleo V-shape.....	57
Figura 27: Padrão base trocador Honeycomb.....	60
Figura 28: Padrão total 3D trocador Honeycomb.....	62
Figura 29: Vista superior trocador Honeycomb .....	62
Figura 30: Disposição dos canais retos no núcleo Honeycomb .....	63
Figura 31: Bancada experimental.....	65

Figura 32: Trocador de calor instalado.....	66
Figura 33: Comparação modelo e dados experimentais de Hein (2019).....	69
Figura 34: Comparativo Modelo teórico com os novos dados experimentais. ....	71
Figura 35: Comparativo modelo e experimental, novos dados .....	72
Figura 36: Possível incrustação nos canais .....	73
Figura 37: Tabela de fatores de incrustação .....	74
Figura 38: Comparativo modelo corrigido e experimental .....	75
Figura 39: Comparativo modelo corrigido e experimental .....	76
Figura 40: Taxa por número de Reynolds experimental Reto.....	78
Figura 41: Comparação modelo e dados experimentais.....	79
Figura 42: Comprimento Efetivo.....	80
Figura 43: Taxa por Reynolds para experimento e modelo.....	81
Figura 44: Taxa em função do número de Reynolds Vshape.....	83
Figura 45: Taxa em função do número de Reynolds Honeycomb .....	84
Figura 46: Taxas experimentais em função do número de Reynolds.....	85
Figura 47: Comparativo modelo diferentes materiais .....	87
Figura 48: Comparativo modelo diferentes materiais .....	88

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Equações utilizadas pelo modelo.....	41
Tabela 2: Parâmetros geométricos núcleo SLS .....	46
Tabela 3: Dados geométricos trocador reto expandido .....	48
Tabela 4: Dados geométricos núcleo sobe desce.....	50
Tabela 5: Dados geométricos núcleo sobe desce 3D.....	53
Tabela 7: Dados geométricos núcleo Vshape.....	59
Tabela 8: Dados geométricos núcleo Honeycomb .....	64
Tabela 9: Incerteza na medição dos sensores .....	66
Tabela 10: Parâmetros trocador de calor SLS reto .....	67
Tabela 11: Parâmetros trocador de calor LCD reto - RR .....	67
Tabela 12: Parâmetros trocador de calor LCD Vshape - RV .....	68
Tabela 13: Parâmetros trocador de calor LCD Honeycomb - RH.....	68
Tabela 14: Dados coletados trocador Reto e temperatura 60° para ramal quente .....	77
Tabela 15: Dados Experimentais trocador Vshape T5 .....	82
Tabela 16: Dados Experimentais trocador Honeycomb T5.....	82
Tabela 17: Resistência de parede.....	86
Tabela 18: Comparação resistência de parede.....	89
Tabela 19: Incerteza na medição dos sensores .....	110

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>13</b>
1.1.OBJETIVOS .....	14
1.1.1. Objetivo Geral .....	15
1.1.2. Objetivos Específicos .....	15
<b>2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....</b>	<b>16</b>
2.1. TROCADORES DE CALOR.....	16
2.2. TROCADORES DE CALOR COMPACTOS.....	17
2.3. CAMINHOS COMPLEXOS E CAÓTICOS .....	19
2.4. MANUFATURA ADITIVA.....	21
2.4.1. Selective Laser Sintering – SLS .....	23
2.4.2. Foto polimerização .....	24
2.5. TROCADORES DE CALOR FABRICADOS COM POLÍMEROS .....	28
<b>3. MODELO.....</b>	<b>31</b>
<b>4. METODOLOGIA .....</b>	<b>44</b>
4.1. SLS .....	44
4.1.1. Trocador de calor reto.....	44
4.1.2. Trocador de calor Sobe e desce - Square wave mixer.....	48
4.1.3. Trocador de calor 3D - Cshape.....	51
4.2. LCD .....	54
4.2.1. Trocador de calor reto - RR.....	54
4.2.2. Trocador de calor RV - Vshape.....	56
4.2.3. Trocador de calor RH - Honeycomb .....	59
4.3. BANCADA E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL .....	64
<b>5. RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>68</b>
5.1. RESULTADOS TROCADOR DE CALOR SLS E VALIDAÇÃO DO MODELO ...	69
5.2. RESULTADOS TROCADORES DE CALOR LCD .....	77
5.2.1. Resultados trocador Reto - RR.....	77
5.2.2. Resultados trocadores RV (Vshape) e RH (Honeycomb) .....	81

5.4. COMPARAÇÃO ENTRE MATERIAIS .....	86
<b>6. CONCLUSÕES .....</b>	<b>90</b>
6.1. MOTIVAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	90
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>92</b>
<b>APÊNDICE A – RESULTADOS TESTES SLS .....</b>	<b>96</b>
<b>APÊNDICE B – RESULTADOS TESTES LCD .....</b>	<b>98</b>
<b>APÊNDICE C – CÓDIGO MODELO .....</b>	<b>101</b>
<b>APÊNDICE D – INCERTEZA EXPERIMENTAL .....</b>	<b>110</b>

## 1. INTRODUÇÃO

O controle térmico é essencial em uma ampla gama de aplicações, desempenhando papel central em vários processos, como na indústria alimentícia, com seus processos rigorosos de controle de temperatura, até a aeroespacial, com resfriamento essencial de componentes (Shah; Sekulić, 2003).

Os dispositivos utilizados para realizar a transferência de calor são os trocadores de calor. Existem diversos tipos e classificações, como em relação ao tipo de escoamento, configuração, fluido utilizado, aplicação e em relação a capacidade de troca por volume, onde se encaixam os trocadores compactos (Shah; Sekulić, 2003).

Trocadores de calor compactos são caracterizados pela alta eficiência energética em relação ao espaço ocupado, ou seja, a relação da área de troca com o volume. São trocadores amplamente utilizados em aplicações que têm restrições volumétricas, mas a eficiência térmica deve ser alta (Klemes et al., 2015).

Uma das formas de aumentar a eficiência de trocadores de calor, a fim de reduzir o tamanho, é a utilização de canais com geometrias complexas, dessa maneira, a área de troca térmica é aumentada, mas o volume permanece constante, pois somente a geometria do canal é alterada (Guo; Wei; Cheng, 2004). Essa abordagem se torna viável na medida que as tecnologias de fabricação são aprimoradas, permitindo a criação desses canais complexos (Gibson; Rosen; Stucker, 2015).

A manufatura aditiva, também conhecida como impressão 3D, tem revolucionado a forma como se projeta e fabrica produtos, permitindo a criação de peças com liberdade de design e personalização. No contexto dos trocadores de calor, essa tecnologia oferece a oportunidade de otimizar as geometrias dos canais internos para aumentar a eficiência da transferência de calor (Srivatsan; Sudarshan, 2016).

Nesse sentido, polímeros são frequentemente utilizados para impressões 3D, por conta do baixo custo e variadas tecnologias podem ser aplicadas, como SLS, *selective laser sintering*, ou Polyjet (Gibson; Rosen; Stucker, 2015). Deisenroth *et al.* (2018) realizou um estudo sistemático avaliando as possibilidades que a utilização de polímeros e manufatura aditiva oferecem na criação de trocadores de calor, avaliando os processos mais utilizados e mostrando que as propriedades dos polímeros podem ser aproveitadas nessa área de pesquisa.

Segundo Cevallos *et al.* (2012), a utilização de polímeros como matéria prima também é revolucionária, na medida que diminui o peso, pode ser resistente a materiais corrosivos e dá maior flexibilidade à fabricação. A escolha entre canais retos e canais complexos desempenha

papel significativo na turbulência e na taxa de mistura dos fluidos, o que por sua vez afeta a eficiência térmica do trocador de calor (Castelain et al., 2016).

Kluska, Gruda e Majca-Nowak (2018) investigaram a qualidade de acabamento de diferentes tipos de tecnologia de impressão 3D, comparando a resolução obtida na impressão de trocadores de calor por FDM, *fused deposition modeling*, SLS e *Material Jetting*, MJ. Os autores chegaram à conclusão que o método MJ permite fabricar com maior qualidade geometrias complexas, com paredes finas e pequenos espaços entre elas.

O presente trabalho tem como objetivo apresentar sete trocadores de calor compactos fabricados por manufatura aditiva utilizando polímeros. Todos os trocadores seguem o princípio de escoamento cruzado sem mistura de fluidos, mas diferenciam-se quanto ao método de fabricação, material empregado e geometria dos canais.

Quatro dos trocadores foram fabricados pelo método de Sinterização Seletiva a Laser (SLS), usando poliamida como material base. Dentre esses, dois possuem ambos os ramais com canais retos, variando apenas nas suas dimensões. Os outros dois trocadores apresentam um ramal com canais retos e o outro com canais de geometria complexa, incluindo padrões 2D e 3D encontrados na literatura.

Os três trocadores restantes foram produzidos por foto polimerização via *liquid crystal display*, LCD, utilizando a resina *Elegoo ABS-Like*. Desses, um trocador foi construído com canais totalmente retos, enquanto os outros dois possuem um ramal com canais retos e o outro com geometrias complexas, baseadas em padrões da literatura e em geometrias desenvolvidas em laboratório.

Para avaliar termicamente os trocadores de calor, uma bancada foi montada, e experimentos foram realizados tanto com os trocadores de canais retos, fabricados por ambas as tecnologias, quanto com os trocadores com canais 3D fabricados pelo método LCD. Os dados experimentais foram coletados e analisados, e um modelo foi proposto para prever o comportamento térmico dos trocadores de calor com canais retos, considerando abordagens teóricas encontradas na literatura.

## 1.1. OBJETIVOS

Tendo em vista do potencial que a manufatura aditiva pode ter na fabricação e otimização de térmica de trocadores de calor, abrindo caminhos para estudar geometrias não factíveis de serem produzidas de formas tradicionais, propõe-se os seguintes objetivos.

### **1.1.1. Objetivo Geral**

Projetar e analisar termicamente trocadores de calor compactos com diferentes geometrias de canais e verificar a viabilidade da manufatura aditiva com polímeros para a produção desses dispositivos.

### **1.1.2. Objetivos Específicos**

- Apresentar diferentes trocadores de calor compactos fabricados por manufatura aditiva;
- Discutir as influências de geometrias complexas;
- Explorar a manufatura aditiva para fabricação de trocadores de calor poliméricos;
- Propor um modelo analítico para prever o comportamento térmico dos trocadores de calor;
- Validar o modelo analítico com os resultados experimentais obtidos.

## 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo será apresentada uma breve revisão bibliográfica sobre trocadores de calor compactos e suas geometrias de canais, além de abordar a manufatura aditiva. Serão revistos conceitos fundamentais para o entendimento dos objetivos principais, além de trabalhos e artigos já publicados sobre estes temas, a fim de que possam contribuir com a pesquisa.

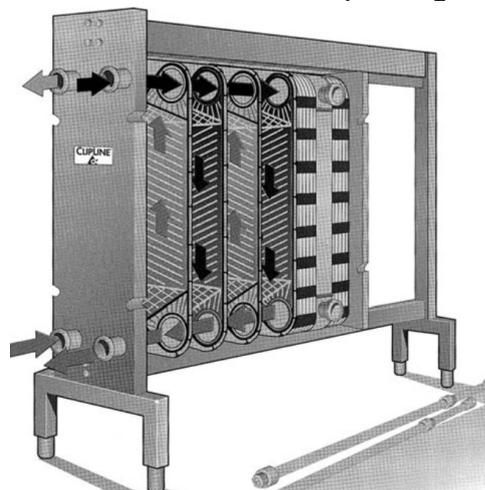
### 2.1. TROCADORES DE CALOR

Trocadores de calor são, segundo Shah e Sekulic (2003), dispositivos utilizados para realizar a troca térmica entre dois ou mais fluidos que se encontram em temperaturas diferentes. Sua aplicação é muito difundida e necessária, sendo essencial em processos produtivos da indústria que envolvem mudanças de temperatura, como processamento de leite e derivados, extração de petróleo, geração de energia elétrica em termoelétricas, entre outros.

Há diferentes formas de classificar um trocador de calor, considerando a geometria, forma como a troca de calor é realizada (direto ou indireto), tipos de fluidos (se há ou não mudança de fase) e tipo do escoamento. (Kakaç; Liu; Pramuanjaroenkij, 2002)

Segundo Shah e Sekulic (2003), as configurações geométricas mais utilizadas são os trocadores do tipo tubular, o mais conhecido é o casco-tubo, tipo placa e aletados. A Figura 1 mostra um trocador do tipo placas gaxetadas, muito utilizado na indústria petrolífera por sua grande capacidade de troca de calor em relação a seu tamanho.

Figura 1: Trocador de calor de placas gaxetadas



Fonte: Shah e Sekulić, 2003

Em relação ao tipo de escoamento existem três opções. Escoamento paralelo, onde a direção de escoamento do fluido quente e frio é a mesma; escoamento contracorrente, onde fluido quente e frio têm direções de escoamento opostas e o escoamento cruzado, onde as direções dos fluidos são perpendiculares. (Shah; Sekulic, 2003)

Dentre os tipos de classificação, uma que ganhou grande destaque nos últimos anos é em relação ao grau de compactação, de forma a classificar os trocadores em compactos e não compactos. Essa categoria é caracterizada por uma alta relação entre a área de troca térmica e o volume do equipamento, sendo muito úteis em aplicações de espaço restrito, tais como setor aeroespacial, naval e automotivo. O presente trabalho tem como objetivo analisar um trocador de calor dessa categoria. (Klemes et al., 2015)

## 2.2. TROCADORES DE CALOR COMPACTOS

Trocadores de calor compactos são aplicados onde a restrição de espaço se torna um requisito de projeto. A indústria aeroespacial é um grande exemplo disso. Aviões e foguetes necessitam de trocadores de calor para promover um ambiente operacional favorável, ao mesmo tempo que precisam reduzir espaço e peso. Normalmente são produzidos com o uso um núcleo e de bocais em suas laterais.

Esses dispositivos apresentam uma grande densidade de área de troca com relação a seu volume ou um alto grau de compactação, definido como a razão entre a área de troca pelo volume. Foram desenvolvidos baseados no conceito de que o uso de diversos mini canais possuem maior área de troca que apenas um canal de diâmetro maior, aumentando, assim, a eficiência do trocador de calor (Klemes et al., 2015)

Desta forma, destaca-se que trocadores de calor compactos empregam mini ou micro canais em seu interior, de modo a aumentar a área de troca em relação ao volume. O grande desafio está na forma como são fabricados esses tipos de trocadores. Por utilizarem canais de pequenos diâmetros, a precisão do processo de fabricação tem forte influência.

Dessa maneira, novas técnicas foram desenvolvidas para tanto. Morteau (2017), desenvolveu uma nova tecnologia de fabricação e estudaram um trocador de calor compacto fabricado pelo método de soldagem por difusão, utilizando um forno de alta pressão e temperatura. O trocador fabricado pelos autores está ilustrado na Figura 2:

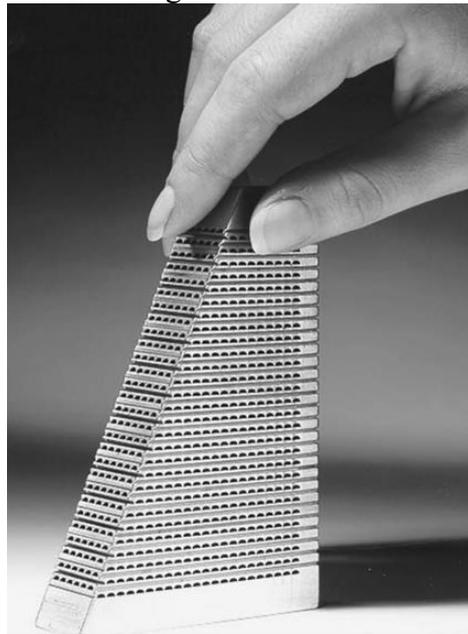
Figura 2: Trocador de calor compacto fabricado por difusão



Fonte: Mortean et al. (2017, p.45)

Outro método é empregando a corrosão fotoquímica, utilizado na fabricação de trocadores de calor de circuito impresso, PCHE (*printed circuit heat exchanger*), onde os canais são impressos nas placas utilizando um ácido que ataca somente os lugares escolhidos. A Figura 3 a seguir ilustra um PCHE, mostrando suas placas impressas e como são empilhadas.

Figura 3: PCHE



Fonte: Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2002, p. 13)

Com o avanço da tecnologia, outra possibilidade de fabricação entrou em cena: a impressão 3D. Neste método, um modelo é projetado em um software de modelagem e é passado para uma impressora que realiza o trabalho de fabricação, criando uma grande flexibilidade nas formas e geometrias de canais e trocadores de calor, além da possibilidade da utilização de diferentes materiais, dependendo da impressora empregada.

### 2.3. CAMINHOS COMPLEXOS E CAÓTICOS

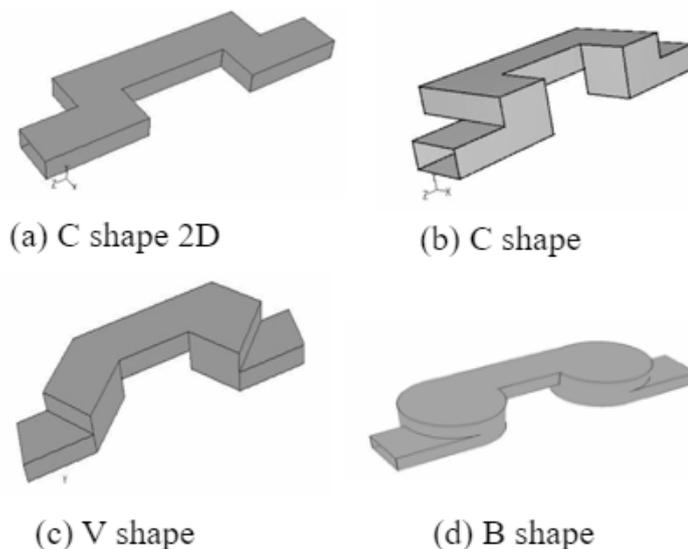
Aumentar a capacidade de troca de calor de um trocador de calor é um grande desafio. Diversos estudos são realizados com o objetivo de criar técnicas para tal finalidade. Um dos assuntos pesquisados é a utilização de canais com geometria caótica ou complexa em contraste com o uso de canais retos.

O uso de canais complexos permite aumentar a troca de calor em comparação com o reto, principalmente em escoamentos laminares. Os fluidos ao escoarem por um canal, começam a desenvolver as camadas limites térmica e hidrodinâmica. A região onde ocorrem as maiores taxas de transferência de calor é justamente na entrada, onde as camadas limites ainda não estão completamente desenvolvidas (Bergman; Incropera, 2011). Um exemplo clássico é o canal zigue zague usado em PCHEs (Zilio et al., 2024).

Para tirar proveito dessa característica do escoamento a utilização de canais caóticos se mostra útil. Por questões geométricas, o fluido que escoar por esse tipo de canal se encontra quase sempre no estado de desenvolvimento térmico, pois sempre que ele começa a se desenvolver a geometria muda e deve recomeçar novamente. Atrelado a isso, para cada mudança de direção aumenta-se a mistura do fluido, homogeneizando a temperatura.

Lasbet et al (2007) investigou essa questão em um primeiro momento por meio de simulações computacionais utilizando as geometrias presentes na Figura 4 em um escoamento laminar. Os resultados mostraram que a utilização de geometrias como a C-shape ou a V-shape apresentaram um grande aumento da taxa de transferência de calor em relação aos canais retos.

Figura 4: Canais complexos



Fonte: Adaptado de Lasbet et al (2007)

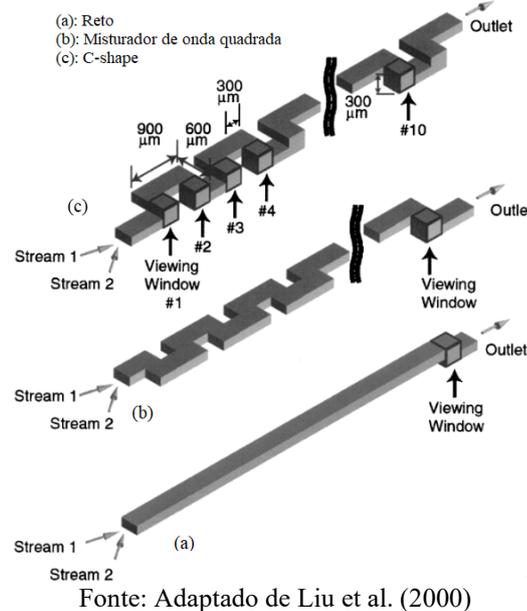
Além disso, foi realizado um estudo sobre a taxa de mistura nas mesmas condições. Como resultado, uma taxa de mistura elevada foi observada nos canais caóticos, explicando o aumento da troca de calor obtida nas simulações. O escoamento laminar passa a ter um comportamento diferente, por conta da elevada mistura do fluido, aumentando seu número de Nusselt.

Posteriormente, Castelain et al (2016) investigou experimentalmente essa questão utilizando as mesmas geometrias utilizadas nas simulações. Seus resultados corroboram com os obtidos pelas simulações, de fato há uma maior taxa de transferência de calor em canais complexos. Ainda, é demonstrado que com o aumento da transferência de calor ocorre também um aumento da queda de pressão. Como há mais complicações para o fluido escoar, aumenta-se a queda de pressão.

Porém, foi analisado que por mais que essas perdas aconteçam, ainda é vantajoso o uso desse tipo de canal. Utilizando a razão entre o número de Poiseuille e o número de Nusselt para cada tipo de geometria estudada, os autores chegaram à conclusão de que o canal V-shape é o que apresenta a melhor configuração, pois tem-se um aumento da taxa de transferência de calor em comparação com um pequeno aumento da perda de carga, obtendo uma relação muito mais interessante que o canal reto.

Liu et al (2000) realizou um estudo para demonstrar o aumento da taxa de mistura. Foi realizada a comparação entre uma geometria reta, um misturador de onda quadrada e um C-shape, como pode ser visto na Figura 5 (a), (b) e (c), respectivamente.

Figura 5: Canais complexos analisados por Liu et al (2000)



Utilizando escoamentos laminares, o estudo foi conduzido a fim de visualizar os efeitos de um canal com geometria complexa no escoamento. Utilizando fenolftaleína foi possível observar que esse tipo de canal atua produzindo áreas de grande mistura, levando a um comportamento caótico do escoamento com baixo número de Reynolds.

Dessa maneira, observa-se que a geometria dos canais de fato tem grande relevância no estudo e projeto de trocadores de calor. Faz-se necessário a produção e estudo de diferentes geometrias em diferentes tipos de trocadores para avaliar a viabilidade de produção de determinada geometria.

## 2.4. MANUFATURA ADITIVA

Gibson (2021) define a manufatura aditiva como o processo de fabricação realizada por meio da adição controlada de material em camadas sucessivas, a partir de um modelo digital. Essa abordagem contrasta com as técnicas tradicionais de manufatura subtrativa, nas quais o material é removido de blocos maiores para obter a peça final.

Segundo Thomas e Gilbert (2014), a manufatura aditiva revolucionou diversos setores industriais, proporcionando oportunidades para a criação de peças customizadas e de geometrias complexas que antes eram inviáveis, além de otimizar a cadeia de suprimentos ao reduzir a necessidade de grandes estoques

O processo de manufatura aditiva, de maneira geral, inicia-se com a modelagem tridimensional em software CAD, onde a geometria da peça é definida conforme as

especificações do projeto. Em seguida, o arquivo CAD é convertido em formato STL, que descreve a superfície do objeto por meio de triângulos que delimitam seu volume (Pham; Dimov, 2001).

O arquivo é então processado por um software de fatiamento, que o divide em camadas bidimensionais, ajustando parâmetros de impressão como espessura e velocidade, para otimizar o processo (Bártolo, 2011). A impressão propriamente dita ocorre quando, na impressora, o objeto é construído camada por camada, por diferentes técnicas, que vão desde a deposição de filamento, derretimento pontual de material ou solidificação pontual de material.

A manufatura aditiva se destaca pela capacidade de criar geometrias complexas e integrar diferentes materiais com propriedades ajustáveis, como rigidez e flexibilidade (Huang et al., 2015). Esses fatores tornam essa tecnologia estratégica em setores que demandam alta precisão e desempenho, como o aeroespacial e o biomédico. Além disso, ela oferece maior sustentabilidade, utilizando apenas a quantidade necessária de material, o que contrasta com os processos tradicionais de corte e usinagem, que geram grande desperdício (Gibson, 2021).

A manufatura aditiva tem alcançado feitos notáveis que evidenciam seu potencial disruptivo em diversas indústrias. Um exemplo marcante é o caso da empresa Relativity Space, que, em 2023, realizou um lançamento teste bem-sucedido de um foguete inteiramente fabricado por impressão 3D, desde o motor até a fuselagem.

Esse evento demonstra a aplicabilidade prática da manufatura aditiva em um dos setores mais exigentes e críticos da engenharia, a indústria aeroespacial, onde precisão e desempenho são essenciais. O sucesso do teste ilustra como a impressão 3D permite a construção de objetos complexos, promovendo avanços significativos na produção de componentes inovadores e de alta tecnologia (Relativity Space, 2023).

O desenvolvimento dessa tecnologia, impulsionado pela indústria aeroespacial, sinaliza sua futura disseminação em diversos setores industriais. À medida que a manufatura aditiva se torna mais utilizada, novas técnicas mais acessíveis e economicamente viáveis serão desenvolvidas, facilitando sua implementação em um número crescente de indústrias e tornando essas soluções tecnológicas mais amplamente disponíveis.

A manufatura aditiva proporciona vantagens significativas na produção de trocadores de calor, especialmente pela facilidade em criar geometrias complexas, que, como apontado por Lasbet et al. (2007)., aprimoram a eficiência da troca térmica. A flexibilidade no design e a agilidade na criação de protótipos permitem ajustes rápidos e precisos, fundamentais para o desenvolvimento contínuo de soluções térmicas mais eficientes.

Além disso, a redução de desperdícios de material e a possibilidade de integrar diferentes materiais em um único componente reforçam a eficiência e a sustentabilidade do processo produtivo. Essas características tornam a manufatura aditiva uma ferramenta estratégica na evolução dos trocadores de calor, promovendo avanços tanto em desempenho quanto em economia de recursos. O uso da impressão 3D para fabricar trocadores de calor já foi investigado, como pode ser observado nos trabalhos de Da Silva et al. (2023), Zilio et al. (2022) e Zilio et al. (2024a), que avaliaram trocadores de calor de canais retos produzidos em metal.

A modelagem por fusão e deposição (FDM) é uma das técnicas mais comuns de manufatura aditiva, também conhecida como impressão 3D. No processo FDM, um filamento termoplástico é aquecido até seu ponto de fusão e extrudado através de uma pequena abertura, depositando material camada por camada para construir o objeto tridimensional. A plataforma de impressão se move em um padrão predeterminado, solidificando o material à medida que esfria e formando a geometria desejada (Gibson, 2021).

Polímeros como o PLA (ácido polilático), ABS (acrilonitrila butadieno estireno) e o nylon são amplamente utilizados nesse processo devido à sua facilidade de impressão e durabilidade. A FDM é valorizada por sua acessibilidade, baixo custo e capacidade de produzir protótipos funcionais, embora a resolução e o acabamento superficial sejam, por vezes, inferiores aos obtidos por outras técnicas, como a estereolitografia (SLA) e a sinterização seletiva a laser (SLS) (Thomas; Gilbert, 2014).

Outras tecnologias como *selective laser sintering*, SLS e *liquid crystal display*, LCD, serão exploradas a seguir.

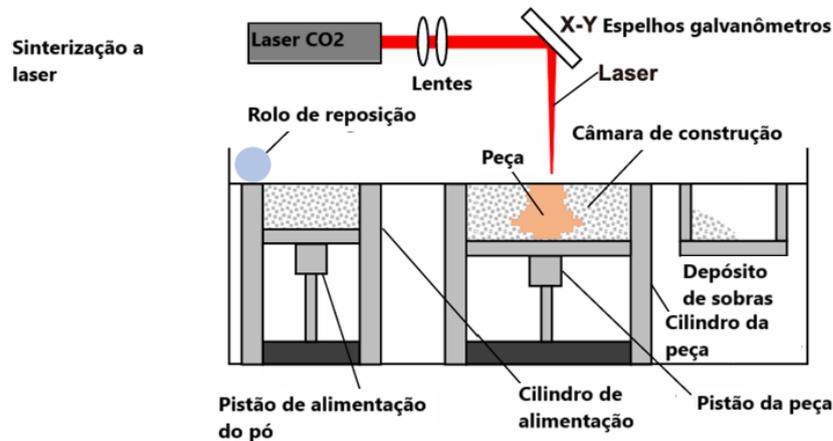
#### **2.4.1. Selective Laser Sintering – SLS**

A sinterização seletiva a laser (SLS) é uma técnica de manufatura aditiva amplamente utilizada para produzir peças a partir de pó metálico e polimérico. O processo utiliza um laser de alta potência para fundir seletivamente partículas de pó, construindo a peça camada por camada a partir de um modelo digital (Gibson, 2021).

A Figura 6 ilustra o funcionamento de uma impressora SLS, onde um laser de CO<sub>2</sub> é direcionado por espelhos para sinterizar seletivamente o pó camada por camada na câmara de construção. O rolo de recobrimento distribui o pó de um cilindro de alimentação, enquanto o pistão de construção move a peça para baixo após cada camada sinterizada. O pó não utilizado

é coletado no reservatório de transbordo, podendo ser reaproveitado. Esse processo permite a construção de peças complexas sem a necessidade de suportes (Han; Kong; Xu, 2022)

Figura 6: Esquemático impressora SLS



Fonte: Adaptado de Han; Kong; Xu, (2022)

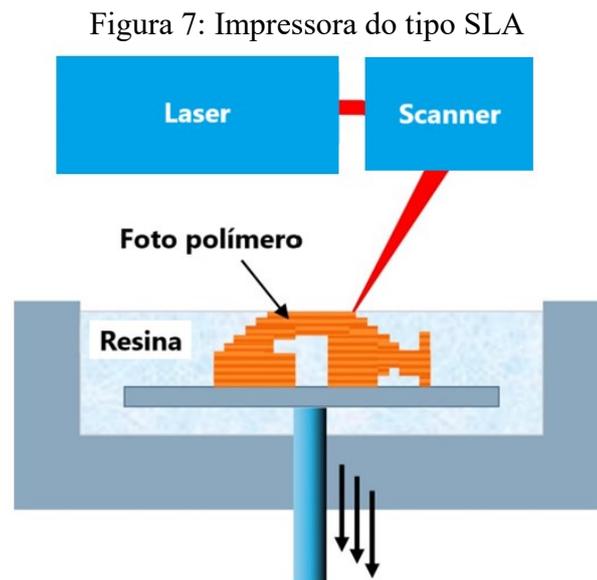
As variáveis operacionais no SLS, como a potência do laser, a espessura da camada de pó e a velocidade de varredura, influenciam diretamente a qualidade da peça final. Parthasarathy *et al.* (2010) destacam que a combinação adequada dessas variáveis afeta a densidade, a homogeneidade e a precisão dimensional do objeto. O controle da espessura das camadas também é essencial para um bom acabamento superficial e para a definição dos detalhes.

O SLS permite a fabricação de geometrias complexas sem a necessidade de suportes removíveis, sendo amplamente aplicado em setores como o aeroespacial e automotivo, que requerem peças leves e otimizadas. Além disso, o processo promove a sustentabilidade, já que o pó não sinterizado pode ser reutilizado, minimizando o desperdício de material. No entanto, desafios como a rugosidade superficial elevada e os altos custos de equipamento e material ainda são barreiras para sua aplicação em larga escala (Thomas; Gilbert, 2014).

#### 2.4.2. Foto polimerização

A impressão 3D por foto polimerização é um processo de manufatura aditiva em que um feixe de luz ultravioleta (UV) é utilizado para curar resinas líquidas fotossensíveis, solidificando-as camada por camada até formar o objeto final. Esse método é conhecido por sua alta precisão e capacidade de produzir peças com excelente qualidade de acabamento superficial (Jacobs, 1992).

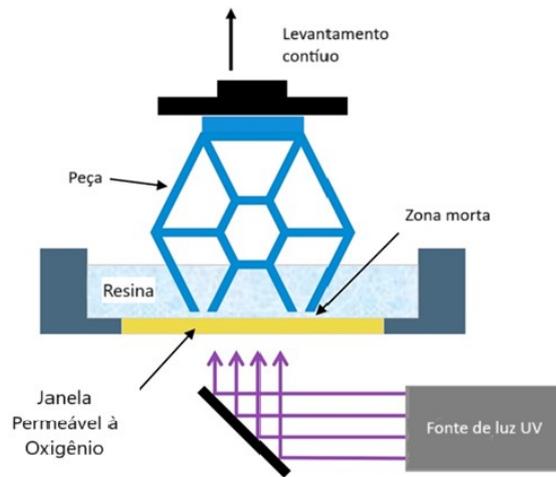
As primeiras tecnologias de impressão 3D por foto polimerização surgiram com a estereolitografia (SLA), desenvolvida nos anos 1980. A SLA utiliza um feixe de laser UV que, ao ser projetado sobre a resina líquida, cura seletivamente as áreas definidas para cada camada da peça. Uma das limitações desse processo é o tempo relativamente lento, já que o laser precisa percorrer ponto a ponto toda a área de cada camada (Jacobs, 1992). A Figura 7 apresenta esquematicamente a impressão do tipo SLA.



Fonte: Adaptado Stansbury, Idacavage (2016)

Na década seguinte, o Processamento Digital de Luz (DLP) aprimorou o conceito ao projetar luz UV através de um chip DLP, curando áreas inteiras de resina de uma só vez. Isso resultou em uma maior velocidade de impressão, sem comprometer a qualidade da peça. A Figura 8 apresenta como seria uma impressora do tipo DLP.

Figura 8: Impressora do tipo DLP



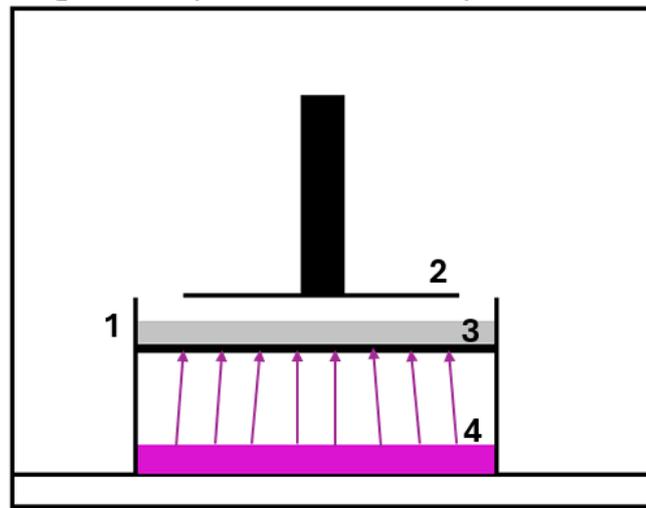
Fonte: Adaptado de Stansbury, Idacavage (2016)

A principal vantagem do DLP em relação à SLA é a eficiência no tempo de exposição da resina, pois o processo de cura é acelerado pela projeção da luz em uma superfície maior simultaneamente (Bártolo, 2011).

A tecnologia mais recente e difundida no campo da fotopolimerização é a impressão por LCD (Liquid Crystal Display). Nesse método, uma tela de cristal líquido (LCD) atua como uma máscara que controla a luz UV, permitindo que camadas inteiras de resina sejam solidificadas de uma vez. Isso proporciona um equilíbrio entre alta resolução e custo acessível, tornando-a uma das tecnologias mais populares para impressão 3D em áreas como medicina e odontologia (Mele; Campana, 2022)

A impressora LCD, ilustrada na Figura 9, é composta por quatro componentes principais. O primeiro deles é a cuba de resina ou VAT (1), que serve como reservatório para a resina líquida foto polimérica, matéria prima na construção da peça (Zhu, 2023).

Figura 9: Esquemático de uma impressora LCD



Fonte: Autor

A plataforma de impressão (2) atua como a base onde o objeto é formado. À medida que cada camada de resina é curada pela luz UV, a peça adere à plataforma. Esta, por sua vez, realiza movimentos verticais precisos, permitindo que novas camadas sejam adicionadas de maneira gradual.

A película (3), conhecida como FEP (Fluoreto de Etileno Propileno), é uma camada fina e transparente que facilita a passagem da luz UV, permitindo a cura da resina. Ao mesmo tempo, essa película facilita a separação da peça recém-curada da base da cuba, à medida que a plataforma se move para adicionar a próxima camada.

Por fim, a fonte de luz UV (4) é a responsável por emitir a luz que solidifica a resina. A luz UV é projetada sobre a resina de forma controlada, traçando o padrão de cada camada e garantindo a solidificação seletiva do material, formando o objeto tridimensional camada por camada (Gibson et al., 2015).

A primeira camada é exposta por um tempo maior para garantir a adesão adequada à plataforma, utilizando o que chamamos de tempo de base. À medida que a peça vai sendo construída, as camadas subsequentes são expostas a um tempo normal de cura, que é ajustado conforme a necessidade de velocidade e qualidade de impressão. A precisão do processo depende diretamente da resolução da tela LCD, da intensidade da luz UV e da espessura de cada camada aplicada, que pode variar para oferecer maior detalhamento ou aumentar a rapidez do processo (Mele; Campana, 2022)

Uma das vantagens da impressão por LCD é o controle preciso da luz UV que, aliado ao uso de uma máscara de pixels controlada digitalmente, proporciona uma resolução detalhada, semelhante à qualidade alcançada por tecnologias mais caras, como a DLP e a SLA. O ajuste

do tempo de exposição também é crucial para evitar defeitos e garantir que a resina seja curada de forma homogênea. Além disso, a ampla variedade de resinas disponíveis permite a fabricação de peças com diferentes características mecânicas e visuais, como resistência mecânica, flexibilidade ou transparência (Huang et al., 2015).

Essa tecnologia se tornou popular devido ao seu equilíbrio entre custo e precisão, sendo amplamente utilizada em indústrias como a de odontologia, medicina e produção de pequenas séries de peças detalhadas e funcionais (Patel et al., 2023)

## 2.5. TROCADORES DE CALOR FABRICADOS COM POLÍMEROS

Os trocadores de calor fabricados com polímeros têm sido amplamente estudados devido às suas vantagens em termos de leveza, resistência à corrosão e personalização de design. Diferentes tecnologias de manufatura aditiva, como a sinterização seletiva a laser (SLS), a modelagem por fusão e deposição (FDM), e a foto polimerização, têm sido empregadas na produção desses trocadores, com resultados variáveis em relação à eficiência térmica, resistência mecânica e desempenho geral.

Arie *et al* (2017) analisou trocadores de calor feitos de polímeros por manufatura aditiva, utilizando chapas de polietileno de alta densidade (HDPE). O processo de soldagem linha por linha permitiu a criação de canais finos para a circulação de fluidos. O trocador alcançou um coeficiente de transferência de calor de 35-120 W/m<sup>2</sup>K, superando a eficiência de trocadores metálicos equivalentes. A resistência térmica da parede representou apenas 3% da resistência total, mostrando a viabilidade dos polímeros para essas aplicações. Strobel e Mortean (2022), por outro lado, estudaram a queda de pressão em trocadores de calor produzidos por impressão 3D.

Roper *et al* (2015), por outro lado, investigaram a produção de trocadores de calor em polímeros usando a técnica de sinterização seletiva a laser (SLS). Eles focaram na aplicação de polímeros termoplásticos, como nylon, para criar trocadores com estruturas internas complexas. As conclusões mostraram que a SLS permitiu a criação de trocadores com canais de alta complexidade, melhorando a circulação de fluidos e, conseqüentemente, a eficiência térmica. Além disso, o estudo demonstrou que os trocadores poliméricos eram resistentes a ambientes corrosivos, tornando-os viáveis para determinadas aplicações industriais.

Já Lee *et al* (2024) exploraram a fabricação de microcanais em trocadores de calor usando resinas híbridas foto polimerizáveis. Esse estudo focou em um trocador de calor com

microcanais fabricado por impressão 3D LCD, utilizando uma resina híbrida orgânico-inorgânica. As conclusões indicaram que, apesar das limitações de estabilidade térmica em comparação com trocadores de metal, os modelos impressos apresentaram boa resistência química e leveza. Os microcanais otimizados por simulações de dinâmica de fluidos computacional (CFD) contribuíram para melhorar o desempenho térmico dos dispositivos.

Além disso, Deisenroth *et al* (2015) realizaram uma revisão sobre trocadores de calor poliméricos, destacando o uso de polímeros de alta performance, como polietileno de alta densidade (HDPE) e polipropileno (PP). A pesquisa enfatizou que, embora os polímeros apresentem uma condutividade térmica inferior aos metais, a flexibilidade de design e o custo mais baixo tornavam esses trocadores vantajosos para aplicações que requerem durabilidade em ambientes corrosivos e não exigem altas temperaturas.

Cevallos *et al* (2012) que revisaram o desenvolvimento de trocadores de calor poliméricos (PHXs) ao longo dos anos. Eles observaram que, embora os polímeros tenham condutividade térmica inferior aos metais, sua leveza e resistência a ambientes corrosivos os tornam uma opção atraente para aplicações em aquecimento solar, dessalinização e indústrias químicas. Além disso, destacaram o potencial de PHXs compactos, como trocadores de calor com canais de dimensões milimétricas, que oferecem alto desempenho em processos específicos, como sistemas de recuperação de calor.

Gómez Aláez *et al* (2015) investigaram a viabilidade de substituir trocadores de calor convencionais de aço carbono por componentes plásticos em sistemas de ciclo de Rankine Orgânico (ORC). Eles concluíram que os trocadores de calor plásticos são uma opção viável para operações de baixa temperatura e meios corrosivos, como plantas de dessalinização e sistemas de recuperação de calor de baixa temperatura. Além disso, o estudo mostrou que esses trocadores apresentam um benefício econômico significativo em comparação com trocadores de metal, especialmente em situações em que o fluido de trabalho é altamente corrosivo.

Além dessas aplicações industriais, trocadores de calor impressos em 3D também têm sido explorados para soluções inovadoras. Ahmadi e Bigham (2022) conduziram um estudo sobre trocadores de calor poliméricos inspirados em pulmões humanos, fabricados via FDM (Fused Deposition Modeling). Eles observaram que, com o uso de polímeros de alta condutividade térmica, como o nylon com carga de cobre, esses trocadores alcançaram uma eficiência comparável à de trocadores de calor metálicos. O design inspirado nos pulmões permitiu uma distribuição volumétrica eficiente do fluxo de ar e uma excelente área de contato entre os fluxos de ar e água, resultando em uma alta eficiência térmica e menor perda de pressão

Esses estudos mostram que, embora os polímeros ainda enfrentem desafios em relação à condutividade térmica, a combinação de designs otimizados e materiais compósitos pode levar a trocadores de calor poliméricos altamente eficientes. O uso de impressão 3D, como SLS, FDM e foto polimerização, abre novas possibilidades para a fabricação de trocadores com geometrias complexas, que melhoram a eficiência térmica sem comprometer a leveza e a resistência à corrosão.

### 3. MODELO

A modelagem matemática de um trocador de calor é interessante do ponto de vista prático, já que dispensa a necessidade da produção de um protótipo a cada modificação geométrica do trocador original. Ao fazer um modelo baseado em uma escala e considerar parâmetros adimensionais na análise, como número de Reynolds e número de Nusselt, se obtém uma ferramenta mais abrangente e genérica, podendo ser adaptada para várias situações.

O modelo desenvolvido no presente trabalho é baseado no apresentado por Hein e Mortean (2021) e Da Silva *et al.* (2021). Utiliza simplificações adequadas para analisar trocadores de calor compactos poliméricos, com fluxo cruzado e de canais circulares retos, buscando prever o seu comportamento. Para tanto, as seguintes hipóteses são assumidas:

- Propriedades térmicas dos fluídos e do material são constantes e baseadas nas temperaturas médias;
- Escoamento é incompressível e em regime permanente;
- O fluxo de calor constante;
- Efeitos de radiação e convecção natural são desprezíveis.

Sabendo que a temperatura da parede pode variar ao longo do comprimento do trocador de calor e ao longo dos canais por se tratar de um trocador de fluxo cruzado, a condição de fluxo de calor constante se torna uma aproximação mais plausível.

O modelo matemático apresentado é desenvolvido para canais de geometria convencional, como circulares ou retangulares, de caminhos retos, em zigue-zague ou ondulados, e não abrange canais de geometria caótica, uma vez que ainda não há um modelo estabelecido para esse tipo de trocador de calor.

A validação do modelo foi realizada, primeiramente, pela comparação com os resultados experimentais obtidos por Hein (2019), onde o autor testou um trocador de calor compacto fabricado por manufatura aditiva em poliamida.

O objetivo do modelo é calcular a efetividade térmica do trocador de calor, podendo a partir dela chegar a resultados de taxa de transferência de calor.

A efetividade térmica de um trocador de calor representa a eficiência térmica de um trocador de calor, o quão bem ele passa calor do fluído quente para o fluído frio. Ela é definida,

pela equação (1), como a razão entre a taxa de transferência de calor real e a taxa máxima possível que esse trocador poderia realizar, uma idealização. (Kakaç; Liu; Pramuanjaroenkij, 2002)

$$\varepsilon = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{m\acute{a}x}} \quad (1)$$

A taxa de calor máxima é pode ser obtida da seguinte maneira:

$$\dot{q}_{m\acute{a}x} = C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2)$$

onde  $C_{\min}$  é o menor valor entre as capacidades térmicas do fluido quente e frio. A capacidade térmica é definida por Bergman e Incropera (2011) como a quantidade de calor necessária para elevar uma determinada massa do fluido em 1 grau Celsius, podendo ser expressa por:

$$C = \dot{m}c_p \quad (3)$$

Outra maneira de calcular a taxa de transferência de calor é pela relação que envolve o coeficiente global de transferência de calor,  $U$ , e a área total de troca térmica,  $A_{tot}$ .

$$\dot{q} = UA_{tot}\Delta T_m \quad (4)$$

onde  $\Delta T_m$  é a temperatura logarítmica média, que para um trocador de calor na configuração contracorrente é dada por:

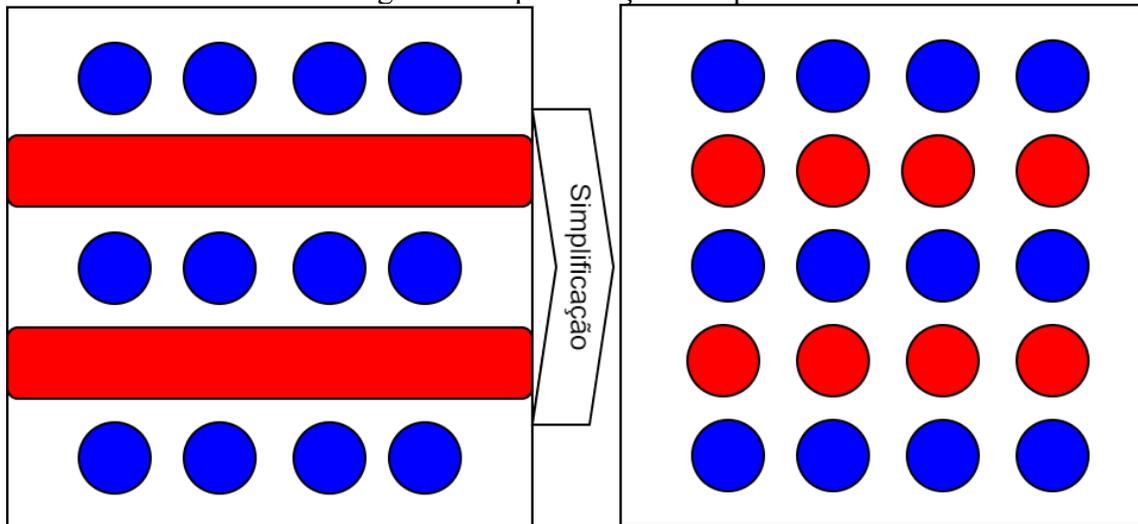
$$\Delta T_{m,CC} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln[(T_{h,in} - T_{c,out})/(T_{h,out} - T_{c,in})]} \quad (5)$$

Para aplicar essa definição para um trocador de calor cruzado seria necessário acrescentar um termo de correção  $F$ , de forma que:

$$\Delta T_{m,CR} = F\Delta T_{m,CC} = F \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln[(T_{h,in} - T_{c,out})/(T_{h,out} - T_{c,in})]} \quad (6)$$

O fator de correção depende das temperaturas de entrada e saída, bem como da configuração do trocador. Para o presente modelo foi considerado que  $F$  é muito próximo da unidade, aproximando o caso de um trocador de calor contracorrente, ver Figura 10:

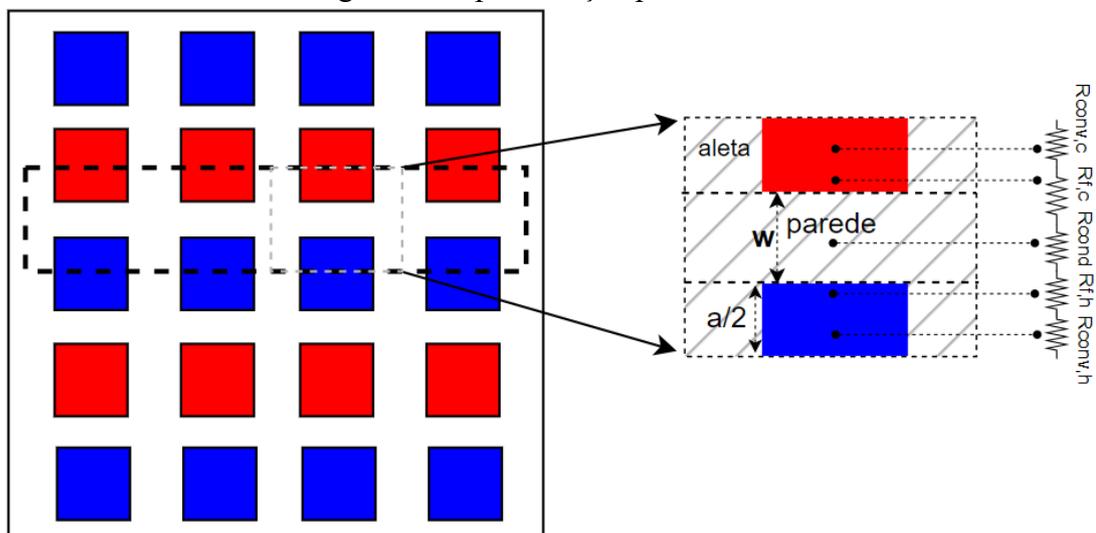
Figura 10: Aproximação do tipo de fluxo



Fonte: Autor

Para calcular o produto  $UA$  global, é possível modelar uma camada do trocador de calor como uma placa plana aletada, onde os fluidos quente e frio circulam por lados opostos da placa, sem se misturarem. Além disso, aplica-se um modelo de circuitos de resistências térmicas, conforme mostrado na Figura 11, para simplificar os cálculos. Na mesma figura, destaca-se um volume de controle para ilustrar o processo.

Figura 11: Aproximação placa aletada



Fonte: Autor

Levando em consideração o regime permanente, a resistência total da associação em série de cada uma das resistências é dada por:

$$R_{tot} = R_{conv,c} + R_{f,c} + R_{cond} + R_{f,h} + R_{conv,h} \quad (7)$$

Onde os termos são:

- $R_{conv,c}$  é a resistência de convecção no ramal frio;
- $R_{f,c}$  representa a resistência devido a incrustação do ramal frio;
- $R_{cond}$  é a resistência de condução devido à parede;
- $R_{f,h}$  representa a resistência devido a incrustação do ramal quente;
- $R_{conv,c}$  é a resistência de convecção no ramal quente.

Assim, pode-se encontrar o produto  $UA$  pela relação com a resistência total do sistema:

$$\frac{1}{UA_{tot}} = R_{tot} = R_{conv,h} + R_{f,h} + R_{cond} + R_{f,c} + R_{conv,c} \quad (8)$$

A resistência de incrustação ou depósitos é causada pelo tempo de uso e a maneira como o trocador de calor é utilizado, seus fluidos de trabalho e temperaturas de operação. É de difícil modelagem e previsão sendo muitas vezes desconsiderada da análise ao se tratar de trocadores de calor novos. É um fator que atua de modo a diminuir a troca térmica e pode ser calculado por: (Kakaç; Liu; Pramuanjaroenkij, 2002)

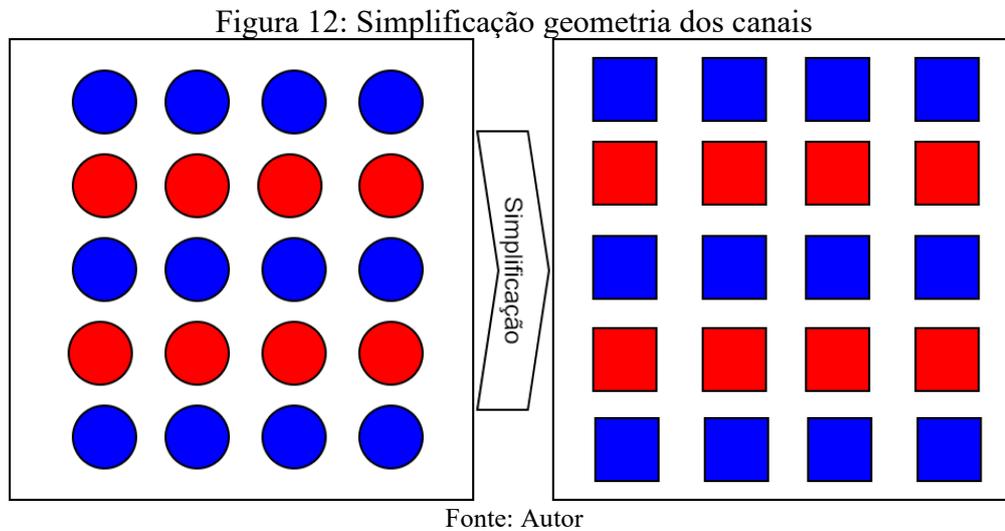
$$R_f = \frac{R_f''}{A_{molhada}} \quad (9)$$

onde  $R_f''$  é um fator de deposição representativo, chamado também de fator de incrustação, seu valor pode ser encontrado na literatura para diferentes fluidos, e  $A_{molhada}$  é a área de contato com o fluido.

Uma maneira de analisar matematicamente o volume de controle é a utilização do conceito de aletas. Segundo Bergman e Incropera (2011), aletas são utilizadas para aumentar a área de troca térmica, favorecendo o desempenho do trocador.

Pode-se pensar na seção do volume de controle como se fossem aletas nas laterais da parede que divide os dois fluidos de trabalho. Dessa maneira, a simplificação ocorre na análise isolada de um volume, sem que canais laterais troquem calor com o analisado.

Outra simplificação adotada é na utilização de aletas retangulares, supondo que existam canais quadrados, como mostrado na Figura 12. Segundo Sarmiento *et al* (2021), utilizar haletas quadradas é uma boa aproximação para haletas semicirculares, já que a diferença de eficiência é de menos de 1%.



A eficiência global de haleta, segundo Bergman e Incropera (2011),  $\eta_o$ , é dada por:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_{fin}}{A_{cv}} (1 - \eta_f) \quad (10)$$

onde,  $A_{cv}$  e  $A_{fin}$  são, respectivamente, a área total de troca dentro do volume de controle e a área de troca da aleta e  $\eta_f$  é a eficiência da aleta. Ainda segundo os autores, a eficiência de uma aleta com área constante e comprimento  $a$  é:

$$\eta_f = \tanh\left(m \frac{a}{2}\right) \quad (11)$$

$$m = \sqrt{\frac{hj}{k_m A_{st}}} \quad (12)$$

Tem-se que  $J$  é o perímetro da aleta e  $A_{st}$  a área de seção transversal da aleta,  $h$  o coeficiente de convecção e  $k_m$  a condutividade térmica do material.

Aplicando a simplificação de aleta, a equação para a resistência de convecção é dada por: (Bergman; Incropera, 2011)

$$R_{conv} = \frac{1}{\eta_0 h A_{molhada}} \quad (13)$$

Deve-se fazer a mesma abordagem para a resistência de incrustação, a equação (9) fica:

$$R_f = \frac{R_f''}{\eta_0 A_{molhada}} \quad (14)$$

A resistência da parede é dada pela análise da condução de calor pelo material. Seu valor é expresso por: (Bergman; Incropera, 2011)

$$R_p = \frac{w}{k_p A_p} \quad (15)$$

Considerando  $t$  a espessura da parede,  $k_p$  a condutividade do material da parede e  $A_p$  a área da parede, que seria a área da placa plana – produto do comprimento do canal e da largura do trocador de calor.

Assim, a equação (8) é dada por:

$$\frac{1}{UA_{tot}} = \frac{1}{(\eta_0 h A_{molhada})_c} + \frac{R_{d,c}''}{(\eta_0 A_{molhada})_c} + \frac{t}{k_p A_p} + \frac{R_{d,h}''}{(\eta_0 A_{molhada})_h} + \frac{1}{(\eta_0 h A_{molhada})_h} \quad (16)$$

Para terminar o cálculo de  $UA$  é necessário encontrar o coeficiente de convecção para os ramais quente e frio,  $h$ . Para isso, o número de Nusselt deve ser considerado.

Segundo Çengel e Ghajar (2015), o número de Nusselt,  $Nu$ , expressa a razão entre a transferência de calor convectiva e condutiva em um fluido. Matematicamente, o  $Nu$  relaciona-se diretamente com o coeficiente de convecção através da equação:

$$\overline{N_u} = \frac{\overline{h}D_h}{k_f} \quad (17)$$

onde  $\overline{h}$  representa o coeficiente de transferência de calor médio e  $k_f$  a condutividade térmica do fluido.

Ao ajustar parâmetros como a velocidade do fluido, as propriedades físicas do fluido e as dimensões do trocador de calor, a transferência de calor é diretamente afetada. Assim, é razoável propor o uso de uma variável que una essas características para avaliar a transferência de calor convectiva e, conseqüentemente, o número de Nusselt. Essa variável é o número de Reynolds, definido por Bergman e Incropera (2011) como:

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (18)$$

O número de Reynolds é fundamental para a caracterização dos regimes de escoamento, que podem ser classificados como laminar, de transição e turbulento, de acordo com seus valores. Quando o número de Reynolds é inferior a 2.300, o escoamento é laminar, caracterizado por linhas de corrente organizadas e bem definidas, resultando em um comportamento previsível e estável. (Çengel; Ghajar, 2015)

Para valores entre 2.300 e 4.000, o escoamento entra em um regime de transição, onde as características do fluxo tornam-se menos organizadas, exibindo tanto elementos de um escoamento laminar quanto indícios de turbulência, com uma previsibilidade limitada. Acima de 4.000, o regime é turbulento, marcado por intensa mistura, comportamento caótico e dificuldade de previsão (Çengel; Ghajar, 2015).

Além dos regimes de escoamento outro fator que influencia na troca de calor é o desenvolvimento das camadas limites térmica e hidrodinâmica. A região em desenvolvimento refere-se à zona de escoamento em um canal na qual as propriedades do fluido, como a velocidade e a temperatura, ainda estão em processo de ajuste em relação às condições de contorno (Çengel; Ghajar, 2015).

Quando o fluido entra em um duto, seu perfil inicial é uniforme. Contudo, à medida que o fluido interage com as paredes do canal, formam-se camadas limites nas quais ocorrem gradientes de velocidade, no caso hidrodinâmico e de temperatura, no caso térmico (Çengel; Ghajar, 2015).

Na região de desenvolvimento, tanto o perfil de velocidade quanto o de temperatura não estão totalmente desenvolvidos, resultando em variações não desprezíveis nas taxas de transferência de calor. Após essa região, o escoamento atinge a chamada condição plenamente desenvolvida, onde os perfis se estabilizam, e as variáveis se tornam independentes do comprimento do canal. (Çengel; Ghajar, 2015)

A extensão da região em desenvolvimento depende das propriedades do escoamento, como o número de Reynolds para o desenvolvimento hidrodinâmico e o número de Prandtl para o desenvolvimento térmico.

Segundo Bergman e Incropera (2011) número de Prandtl relaciona as propriedades de transporte de calor e de quantidade de movimento, definido como a razão entre a viscosidade cinemática e a difusividade térmica, pode ser reescrito da seguinte maneira:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k_f} \quad (19)$$

Esse número adimensional indica qual processo predomina no escoamento, a difusão térmica ou difusão de momento. Em fluidos com alto número de Prandtl o calor se difunde mais lentamente que o momento, como em óleos, já em fluidos com baixo Prandtl, como gases, a difusão térmica ocorre mais rapidamente.

Na camada hidrodinâmica, divisão entre a região de desenvolvimento e a região plenamente desenvolvida se dá, segundo Bergman e Incropera (2011), no chamado comprimento de entrada adimensional,  $Z_{hy}$ . Esse comprimento depende do regime de escoamento que se encontra o escoamento.

Segundo Shah e London (1978), para o regime laminar o comprimento de entrada adimensional é dado por:

$$\frac{Z_{hy}}{D_h} = 0,056 Re \text{ para laminar} \quad (20)$$

E para o regime turbulento:

$$\frac{Z_{hy}}{D_h} = 1,359 Re^{1/4} \text{ para turbulento} \quad (21)$$

Para determinar em que região o escoamento se encontra, é necessário calcular o comprimento hidrodinâmico adimensional,  $l_{hy}$ , e compará-lo com o comprimento de entrada

hidrodinâmico adimensional. Se  $l_{hy}$  for maior que o comprimento de entrada adimensional, o escoamento pode ser considerado plenamente desenvolvido; caso contrário, o escoamento ainda está na fase de desenvolvimento (Bergman; Incropera, 2011).

$$l_{hy} = \frac{l/D_h}{Re} \quad (22)$$

Analogamente, a região de desenvolvimento térmica da camada limite térmica define-se um comprimento de entrada térmico adimensional,  $Z_{th}$ . Tem-se, ainda, o comprimento térmico adimensional,  $l_{th}$ . O escoamento será completamente desenvolvido termicamente se  $l_{hy}$  for maior que  $Z_{th}$ . (Bergman; Incropera, 2011)

$$l_{th} = \frac{l/D_h}{RePr} \quad (23)$$

Bergman e Incropera (2011) consideram para escoamento laminar, o comprimento de entrada térmico adimensional é dado por:

$$\frac{Z_{th}}{D_h} = 0,05RePr \quad (24)$$

Segundo Shah e Sekulić (2003),  $Z_{th}$  é independente do número de Reynolds e de condições de contorno adicionais, para escoamentos turbulentos estando em uma faixa de  $8D_h < Z_{th} < 15D_h$  para o ar e  $Z_{th} < 3D_h$  para a água.

Segundo os autores, os efeitos do desenvolvimento ou não das camadas limites térmica e hidrodinâmica em escoamentos turbulentos são baixos na taxa de transferência de calor, exceto em casos de escoamentos com baixo número de Prandtl. Assim, no modelo adotado, o escoamento turbulento é considerado completamente desenvolvido tanto em termos térmicos quanto hidrodinâmicos.

A abordagem definida para encontrar um valor para o coeficiente de convecção,  $h$ , para cada um dos ramais será pelo cálculo do número de Nusselt. Para tanto, se faz necessário utilizar algumas correlações encontradas na literatura que expressão o Nusselt em função de parâmetros conhecidos na análise.

Segundo Hesselgreaves (2017), para um escoamento laminar em condições de regime totalmente desenvolvido, tanto hidrodinâmica quanto termicamente, o número de Nusselt

assume um valor constante. A correlação depende da geometria do canal e das condições de contorno adotadas. Para canal circular e fluxo de calor constante na parede tem-se que:

$$Nu = 4,364 \quad (25)$$

Para o caso de escoamentos laminares onde apenas o desenvolvimento térmico está em progresso, Shah e London (1978) propõem diferentes correlações dependendo do valor de comprimento adimensional térmico,  $l_{th}$ . Se  $l_{th} < 0,03$ , tem-se que:

$$Nu = 1,953(1/l_{th})^{1/3} \quad (26)$$

Caso  $l_{th} > 0,03$ , os autores recomendam a utilização de:

$$Nu = 4,364 + 0,0722(1/l_{th}) \quad (27)$$

Considerando o desenvolvimento simultâneo da camada limite térmica e hidrodinâmica, segundo Stephan e Preusser (1979), a seguinte correlação é ideal para o caso:

$$Nu = 4,364 + \frac{0,086(1/l_{th})^{1,33}}{1 + 0,1Pr(ReD_h/l)^{0,83}} \quad (28)$$

Esta equação considera a interação entre os perfis de velocidade e temperatura em desenvolvimento, levando em conta a influência do número de Prandtl e do comprimento de entrada do escoamento.

O regime de transição, número de Reynolds entre 2300 e 4000, é um regime incerto. Mortean e Mantelli (2019) sugerem uma combinação entre as relações de número de Nusselt laminar e turbulento para compor o valor de transição. Dessa maneira, tem-se:

$$Nu = (Nu_{lam}^6 + Nu_{turb}^6)^{1/6} \quad (29)$$

Nessa relação,  $Nu_{lam}$  é dado pela equação correspondente ao laminar à depender do caso, mas geralmente utiliza-se a equação (19). Para o  $Nu_{turb}$  a correlação de Gnielinski (1975) é a utilizada:

$$Nu = \frac{(f/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7\sqrt{f/2}(Pr^{2/3} - 1)} (1 + D_h/l^{2/3}) \quad (30)$$

Essa correlação é uma das mais utilizadas para prever o comportamento de escoamentos turbulentos em dutos e leva em consideração a dependência do fator de atrito,  $f$ , e das características físicas do duto. Nessa relação,  $f$  é dado por:

$$f = \frac{1}{4}(1,8 \log Re - 1,5)^{-2} \quad (31)$$

A Tabela 1 traz um resumo de todas as equações de para obtenção do número de Nusselt, com seus respectivos intervalos de utilização. Com o número de Nusselt, encontrar-se  $h$  e o produto  $UA$ .

Tabela 1: Equações utilizadas pelo modelo

Regime de escoamento	Condição de desenvolvimento	Correlação de Nusselt	Equação	Fonte
	Totalmente desenvolvido	$Nu = 4,364$	(25)	Hesselgreaves (2017)
Laminar $Re < 2300$	Somente térmico em desenvolvimento	$Nu = 1.953(1/l_{th})^{\frac{1}{3}}$ , $l_{th} < 0,03$ $Nu=4,364+0,07221lth$ , $lth>0,03$	(26) (27)	Shah; London (1978)
	Hidro e térmico em desenvolvimento	$Nu = 4,364 + \frac{0,086(1/l_{th})^{1,33}}{1 + 0,1Pr(ReD_h/l)^{0,83}}$	(28)	Stephan; Preusser (1979)
	Em transição $2300 < Re < 4000$	Totalmente desenvolvido $Nu = (Nu_{lam}^6 + Nu_{turb}^6)^{1/6}$ , onde $Nu_{lam}$ é dado por Eq. (19) e $Nu_{turb}$ é dado por Eq. (21)	(29)	Mortean; Mantelli (2019)
Turbulento	Totalmente desenvolvido	$Nu = \frac{(f/2)(Re-1000)Pr}{1+12,7\sqrt{f/2}(Pr^{2/3}-1)}(1 + D_h/l^{2/3})$ ,	(30)	Gnielinski (1975)
		onde: $f = \frac{1}{4}(1,8 \log Re - 1,5)^{-2}$	(31)	

Fonte: Autor

Uma maneira alternativa de calcular a efetividade é por meio de correlações que envolvem  $UA$  e o número de unidades de transferência,  $NUT$ . Esse número adimensional quantifica a eficiência da transferência de calor em relação à capacidade máxima de troca possível do trocador (Çengel; Ghajar, 2015).

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (32)$$

O método conhecido como  $\varepsilon - NUT$  é um método utilizado quando não se sabe as temperaturas de saída dos fluídos. Ainda, pode-se definir uma outra variável útil nessa abordagem, a razão das capacidades térmicas (Çengel; Ghajar, 2015):

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{máx}} \quad (33)$$

Segundo Bergman e Incropera (2011), para  $C_r = 0$ , quando  $C_{min}$  é muito menor que  $C_{máx}$ , a correlação para efetividade não depende da configuração do escoamento e é obtida por:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (34)$$

Ainda de acordo com os autores, se  $C_r = 1$  é possível encontrar uma correlação exata para  $\varepsilon$ , considerando escoamento de fluxo cruzado com fluidos não misturados:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{1}{C_r}(NUT)^{0,22}\{\exp[-C_r(NUT)^{0,78}] - 1\}\right] \quad (35)$$

Um algoritmo pode ser implementado para realizar o cálculo iterativo da eficiência  $\varepsilon$ , em seguida, da taxa de transferência de calor do modelo. Adota-se uma estimativa da eficiência como ponto de partida para calcular, preliminarmente, as temperaturas de saída de cada ramal do trocador de calor.

Com base nas temperaturas e pressões de entrada de cada ramal, as propriedades termodinâmicas dos fluidos são estimadas para uma temperatura média, que é obtida pela média aritmética entre as temperaturas de entrada e saída. Essa aproximação permite um cálculo mais preciso das propriedades de transporte dos fluidos.

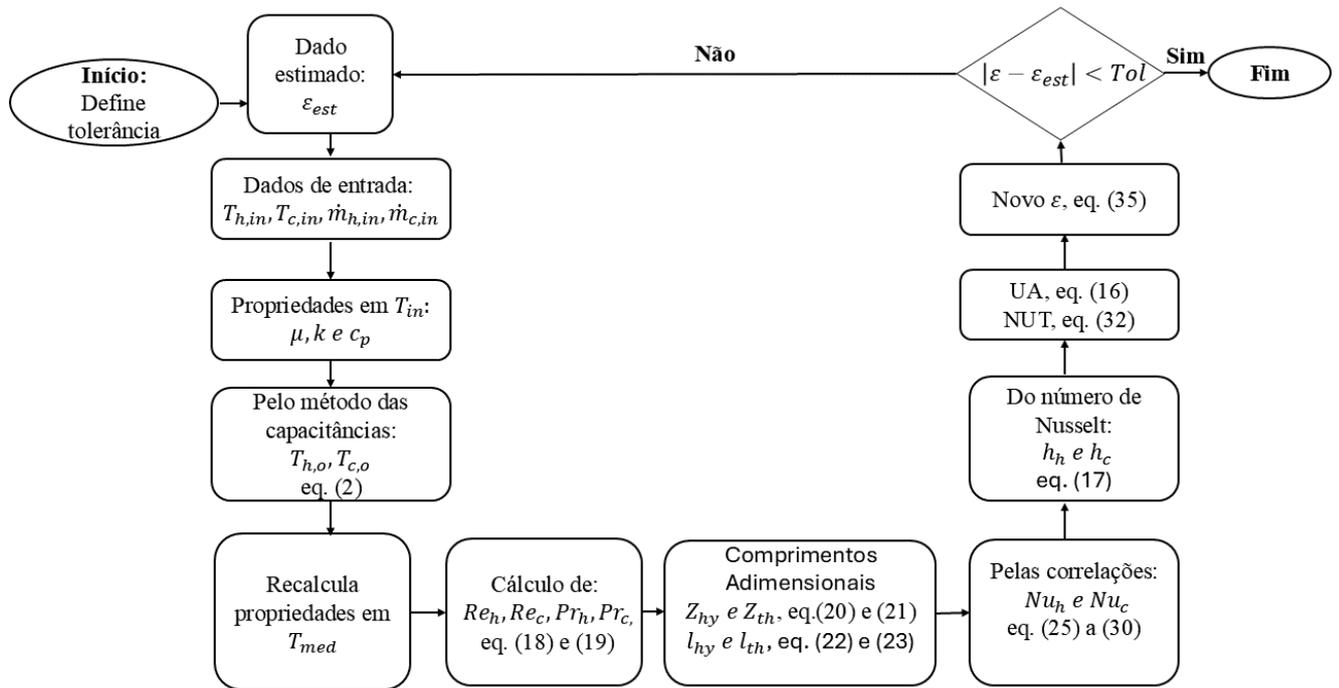
Utilizando as vazões dos fluidos, são calculados as respectivas capacidades térmicas e o número de Reynolds para cada ramal. Esses parâmetros caracterizam o regime de escoamento e determinam quais correlações serão utilizadas.

Por fim, o número de Nusselt é calculado com base nas correlações apresentadas na Tabela 1, o que permite a determinação do coeficiente de convecção. Com o coeficiente de convecção e outros dados obtidos, calcula-se o coeficiente global de transferência de calor, possibilitando a obtenção do número de unidades de transferência (NUT).

Com o NUT e  $UA$ , pelas correlações de eficiência chega-se a um novo valor, que é então comparado com o valor inicial. Se a diferença entre eles estiver dentro da faixa de tolerância de 0,1%, então o algoritmo para  $\varepsilon$  calcula-se a taxa de transferência de calor. Caso contrário, esse novo valor de eficiência retorna para o começo e é utilizado para refazer os

cálculos. A Figura 13 apresenta o esquema desse algoritmo. Esse modelamento foi elaborado na linguagem de programação Python.

Figura 13: Esquema algoritmo modelo



Fonte: Autor

## 4. METODOLOGIA

Com o objetivo de analisar as tecnologias de impressão 3D aplicadas à fabricação de trocadores de calor poliméricos, o presente estudo propõe a construção de trocadores utilizando duas técnicas de manufatura aditiva: SLS, *selective laser sintering*, e LCD, *liquid crystal display*.

Na primeira parte, serão fabricados trocadores utilizando a técnica SLS, explorando tanto geometrias de canais retos quanto configurações de caminhos mais complexos em duas e três dimensões. Na segunda parte, a técnica LCD será empregada para a fabricação de um trocador com canais retos e dois com geometrias mais elaboradas: uma configuração Vshape e outra com formato Honeycomb, sendo esta última desenvolvida especificamente no projeto.

A fim de avaliar o desempenho térmico dos trocadores de calor, uma bancada experimental foi construída para realização de testes.

Essa abordagem possibilitará uma avaliação comparativa das tecnologias de impressão 3D e seus impactos na eficiência térmica dos trocadores de calor, contribuindo para a escolha otimizada de métodos de fabricação para futuras aplicações.

### 4.1. SLS

Neste estudo, quatro trocadores de calor fabricados por SLS serão apresentados. Dois trocadores tinham canais retos, mas dimensões diferentes, enquanto os outros dois possuíam geometrias mais complexas, com caminhos bidimensionais e tridimensionais, para avaliar como essas configurações influenciam a transferência de calor.

#### 4.1.1. Trocador de calor reto

O primeiro núcleo avaliado foi o de canais retos. Sua fabricação se deu pelo método SLS e foi produzido por Hein e Morteau (2021). A Figura 14 mostra o núcleo do trocador reto. Os autores testaram termicamente este trocador de calor no ano de 2021 e (Strobel e Morteau (2022) testaram o mesmo equipamento no ano seguinte.

Figura 14: Núcleo trocador reto



Fonte: Autor

O material utilizado como matéria prima foi pó de Poliamida 2200, que apresenta uma condutividade térmica de aproximadamente  $0,1355 \text{ W/mK}$ . O núcleo foi produzido com 64mm de largura, 72,5 mm de altura e 64 mm de comprimento. A montagem dos bocais foi por furações na parte superior e inferior do trocador, com 5,50 mm de diâmetro. A Figura 15 mostra o trocador com os bocais instalados.

Figura 15: Núcleo reto com bocais



Fonte: Hein; Mortean (2021)

Projetado para ser um trocador de calor com fluxo cruzado, o núcleo é composto por 7 camadas com 12 canais circulares por camada, para ambos os ramais. Cada canal tem 2 mm de diâmetro, a distância entre canais da mesma camada é de 4 mm e a distância entre canais de diferentes ramais é 0,5 mm.

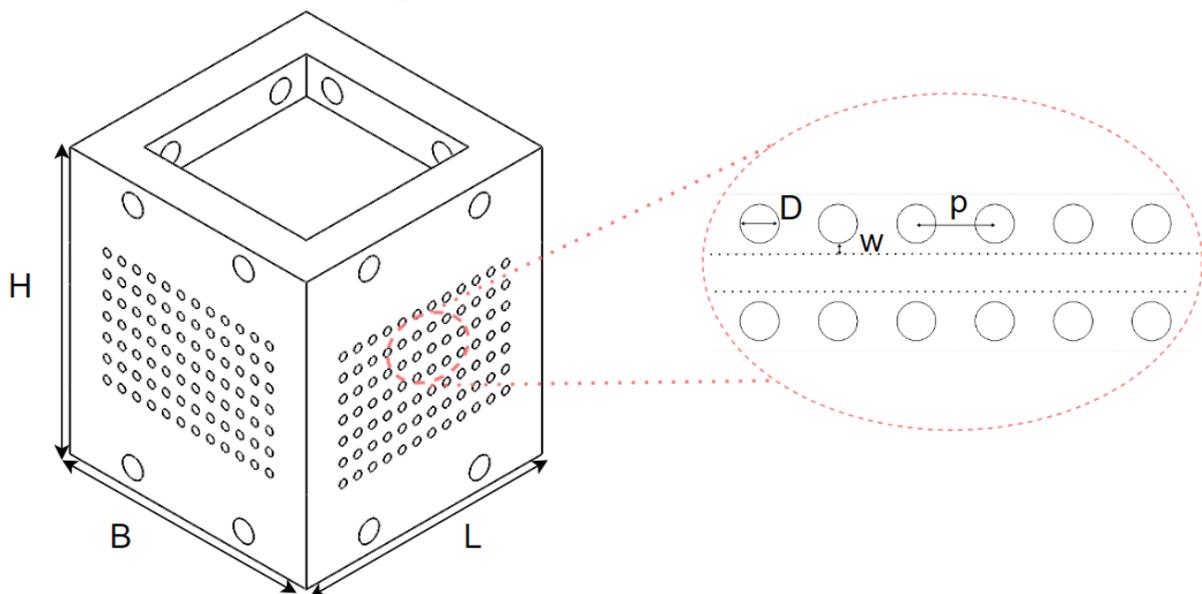
Com essas características geométricas, cada ramal tem uma área molhada pelo escoamento (área de troca térmica) de  $3,378 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$ . A área de escoamento livre, ou a área que o escoamento tem disponível para escoar livremente pelos canais, é de  $2,638 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ . Todas essas características são as mesmas para ambos os ramais, já que são iguais. A Tabela 2 apresenta mais parâmetros geométricos do núcleo e a Figura 16 demonstra alguns desses parâmetros.

Tabela 2: Parâmetros geométricos núcleo SLS

Diâmetro do canal ( $D$ )	2 [mm]
Comprimento do canal ( $L$ )	64 [mm]
Distância entre os centros dos canais ( $p$ )	4 [mm]
Espessura da placa que separa os canais frio e quente ( $w$ )	0,5 [mm]
Número de camadas ( $N$ )	7
Número de canais por camada ( $n$ )	12
Área de transferência de calor ( $A_{molhada}$ )	$3,378 \cdot 10^{-2} \text{ [m}^2\text{]}$
Área livre para o escoamento ( $A_{free}$ )	$2,638 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]}$
Comprimento do Núcleo ( $L$ )	64 [mm]
Largura do Núcleo ( $B$ )	64 [mm]
Altura do Núcleo ( $H$ )	72,5 [mm]
Grau de Compactação ( $\beta$ )	619,47 [ $\text{m}^2/\text{m}^3$ ]

Fonte: Hein, 2019

Figura 16: Parâmetros do núcleo SLS



Fonte: Autor

Buscando analisar se os resultados obtidos com o trocador reto pequeno poderiam ser extrapolados para um trocador de maiores dimensões, foi projetado o segundo núcleo de canais retos, ver Figura 17.

O núcleo é composto por canais retos circulares de 2 mm, com 16 camadas de 40 canais cada camada, totalizando 640 canais por ramal. O trocador tem um volume de 0,002925 m<sup>3</sup>, com comprimento (L) e largura (B) de 150 mm e altura (H) de 130 mm.

Apesar de seu volume ser 8 vezes maior que seu predecessor, pelo seu grau de compactação ser de 412,435 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>, pode ser considerado um trocador compacto, já que segundo Klemes *et al.*, (2015) um valor de aproximadamente 200 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup> é suficiente para entrar na classificação de trocadores de calor compactos. A Figura 17 apresenta uma imagem real do trocador.

Em relação ao seu método de impressão, foi utilizado o mesmo método do trocador menor, SLS – *selective laser sintering*. Nesse caso, porém, aconteceram erros de fabricação, tais como controle da potência do laser, dimensão do pó e tempo de sinterização, que resultaram no entupimento total de diversos canais, tornando-o inoperante. Em razão disso, não foi possível estudar este trocador de calor.

Figura 17: Núcleo trocador expandido



Fonte: Autor

A Tabela 3 apresenta os dados geométricos desse trocador:

Tabela 3: Dados geométricos trocador reto expandido

Diâmetro do canal ( $D$ )	2 [mm]
Comprimento do canal ( $L$ )	150 [mm]
Distância entre os centros dos canais ( $p$ )	2,5 [mm]
Espessura da placa que separa os canais frio e quente, média ( $w$ )	
	1 [mm]
Número de camadas ( $N$ )	16
Número de canais por camada ( $n$ )	40
Área de transferência de calor ( $A_{molhada}$ )	$6,032 \cdot 10^{-1}$ [m <sup>2</sup> ]
Área livre para o escoamento ( $A_{free}$ )	$2,011 \cdot 10^{-3}$ [m <sup>2</sup> ]
Comprimento do Núcleo ( $L$ )	150 [mm]
Largura do Núcleo ( $B$ )	150 [mm]
Altura do Núcleo ( $H$ )	130 [mm]
Grau de Compactação ( $\beta$ )	412,435 [m <sup>2</sup> / m <sup>3</sup> ]

Fonte: Autor

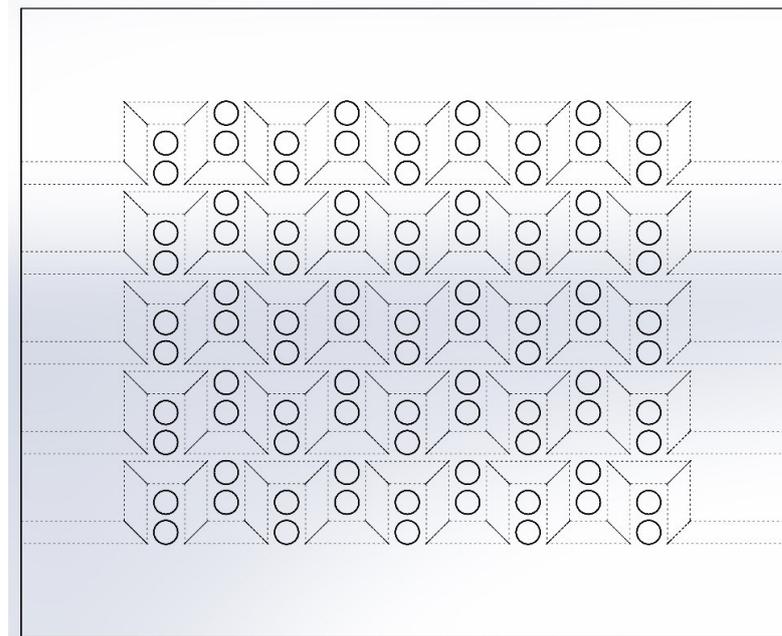
#### 4.1.2. Trocador de calor Sobe e desce – Cshape 2D

Um núcleo de trocador de calor de escoamento cruzado foi desenvolvido visando otimizações térmicas. Para tanto, o núcleo foi projetado com um ramal com canais reto e um ramal com canais *sobe e desce*, similar a geometria Cshape 2D descrita por Lasbet et al. (2007).

Apesar de aumentar a troca de calor, adicionando mais área de troca térmica e maior taxa de mistura, essa geometria apresenta uma queda de pressão superior em relação aos canais retos (Lasbet et al., 2007).

A Figura 18 ilustra essa geometria, apresentando um corte transversal por esse ramal.

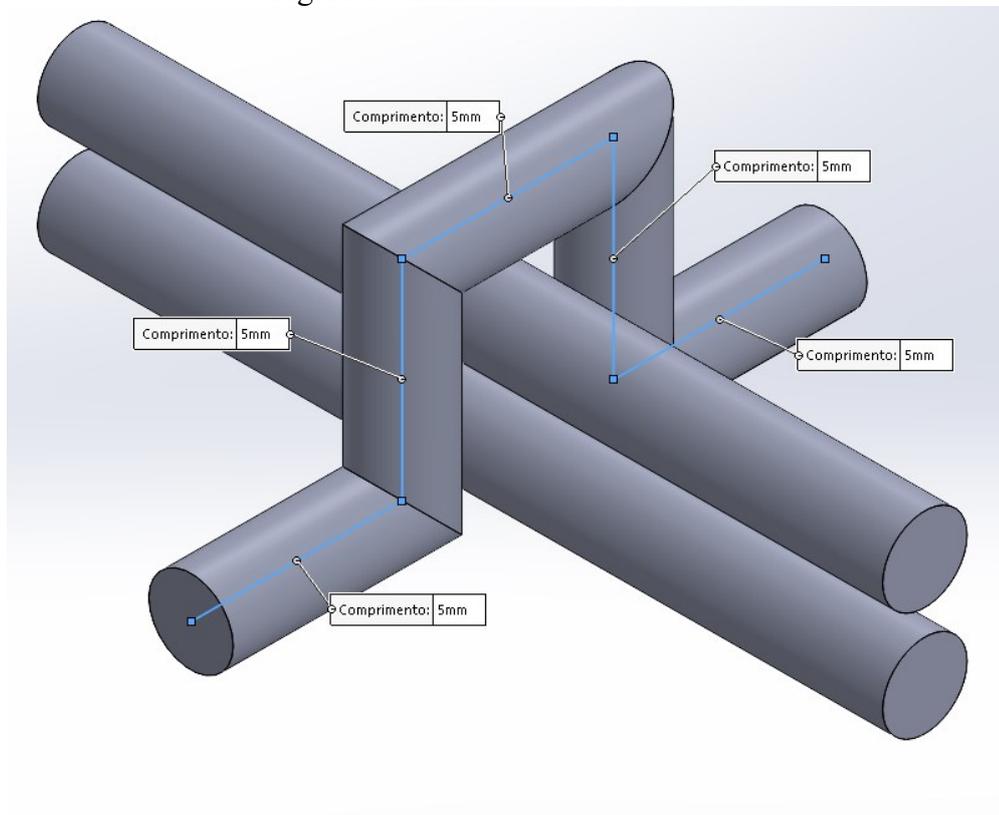
Figura 18: Vista transversal canal sobe e desce



Fonte: Autor

A Figura 19 apresenta a geometria de um padrão que compõem os canais.

Figura 19: Padrão canal sobe e desce



Fonte: Autor

Ambos os ramais têm 5 camadas, contudo o reto conta com 18 canais por camada e o *sobe e desce* conta com 12 canais por camada, totalizando 90 e 60 canais, respectivamente. Outros dados geométricos desse núcleo podem ser vistos na Tabela 4.

Tabela 4: Dados geométricos núcleo *sobe desce*

Diâmetro do canal ( $D$ )	2 [mm]
Comprimento do canal ( $L$ )	64 [mm]
Distância entre os centros dos canais retos ( $p$ )	5 [mm]
Espessura da placa que separa os canais frio e quente ( $w$ )	1 [mm]
Número de camadas retos e zigue zague ( $N$ )	5
Número de canais por camada reta ( $n$ )	18
Área de transferência de calor reto ( $A_{molhada}$ )	$3,619 \cdot 10^{-2}$ [m <sup>2</sup> ]
Área livre para o escoamento reto ( $A_{free}$ )	$2,827 \cdot 10^{-4}$ [m <sup>2</sup> ]
Distância entre os centros dos canais zigue zague ( $p$ )	5 e 3 [mm]
Comprimento dos canais zigue zague ( $L_z$ )	144 [mm]
Número de canais por camada zigue zague ( $n$ )	12
Área de transferência de calor zigue zague ( $A_{molhada}$ )	$4,297 \cdot 10^{-2}$ [m <sup>2</sup> ]
Área livre para o escoamento zigue zague ( $A_{free}$ )	$1,887 \cdot 10^{-4}$ [m <sup>2</sup> ]
Comprimento do Núcleo ( $L$ )	64 [mm]
Largura do Núcleo ( $B$ )	64 [mm]
Altura do Núcleo ( $H$ )	72,5 [mm]
Grau de Compactação ( $\beta$ )	266,57 [m <sup>2</sup> / m <sup>3</sup> ]

Fonte: Autor

Mesmo com o ramal reto tendo 50% mais canais que o lado caótico, a área de transferência de calor do reto ainda é cerca de 15% menor que a do caótico, evidenciando a grande influência que a mudança de geometria pode causar.

Entretanto, novamente houve erro de fabricação. O protótipo não pôde ser testado devido à obstrução dos canais do ramal caótico. Tais falhas, decorrentes de erros de impressão, são comuns em tecnologias emergentes como a manufatura aditiva, especialmente quando se utilizam geometrias mais complexas que impõem desafios superiores em relação às configurações tradicionais de canais retos, como as do presente estudo (Thompson et al., 2016).

A Figura 20 apresenta o protótipo fabricado:

Figura 20: Núcleo trocador sobe e desce

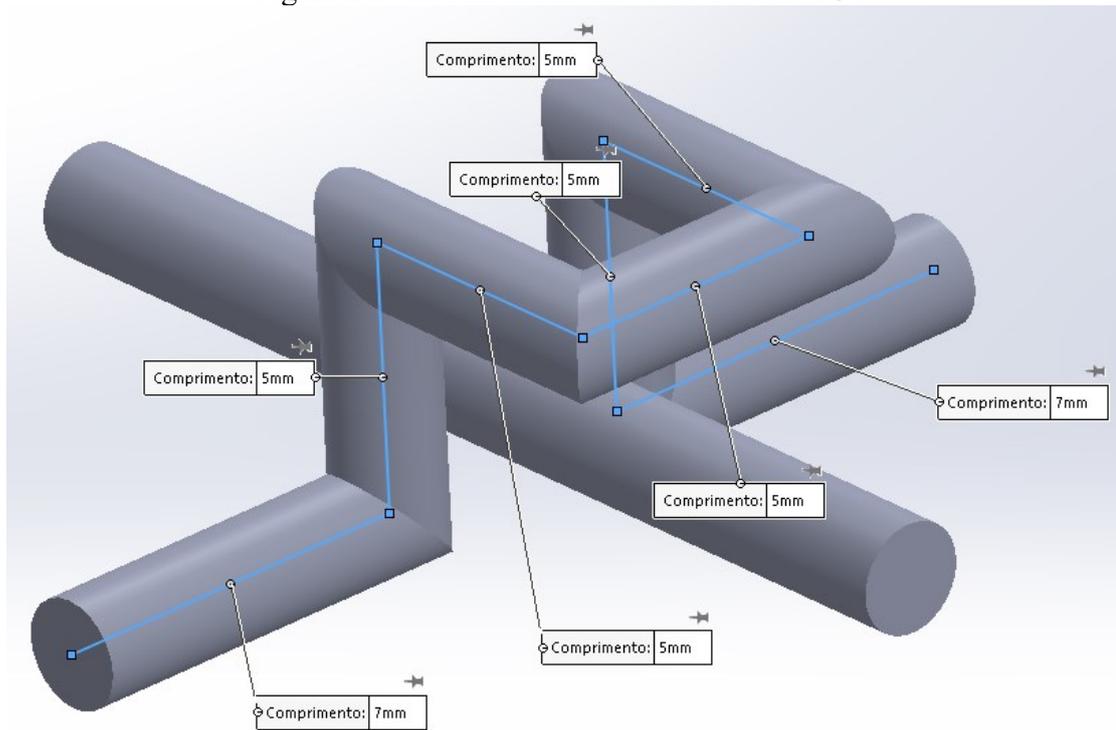


Fonte: Autor

#### 4.1.3. Trocador de calor 3D - Cshape

Buscando testar os limites da impressão 3D, um novo núcleo de trocador de calor de escoamento cruzado foi desenvolvido e impresso. Em ramal os canais foram baseados na ideia da geometria de caminho tridimensional do trabalho de Lasbet *et al.* (2007) chamada Cshape, podendo ser visto seu padrão na Figura 21, que se repete até completar o comprimento total do núcleo. Já para o outro ramal se trata dos canais retos

Figura 21 - Geometria do canal sobre e desce 3D



Fonte: Autor

O núcleo tem largura (B) de 64 mm, comprimento (L) de 64 mm e altura (H) de 72,5mm, com canais circulares de 2 mm de diâmetro. para o ramal reto o comprimento do canal é de 64 mm e para o ramal 3D tem-se 144 mm de comprimento.

Ambos os ramais têm 5 camadas, o ramal reto tem 7 canais por camada e o ramal 3D tem 12. Totalizando 35 canais para o reto e 84 para o 3D. Outros dados geométricos podem ser vistos na Tabela 5.

Tabela 5: Dados geométricos núcleo sobe desce 3D

Diâmetro do canal ( $D$ )	2 [mm]
Comprimento do canal ( $L$ )	64 [mm]
Distância entre os centros dos canais retos ( $p$ )	7,5 [mm]
Espessura da placa que separa os canais frio e quente ( $w$ )	1 [mm]
Número de camadas retos ( $N$ )	5
Número de canais por camada reta ( $n$ )	7
Área de transferência de calor reto ( $A_{molhada}$ )	$1,40710^{-2}$ [m <sup>2</sup> ]
Área livre para o escoamento reto ( $A_{free}$ )	$1,099 \cdot 10^{-4}$ [m <sup>2</sup> ]
Distância entre os centros dos canais 3D ( $p$ )	5 e 3 [mm]
Comprimento do canal 3D ( $A_{3D}$ )	144 [mm]
Número de camadas 3D ( $N$ )	5
Número de canais por camada 3D ( $n$ )	12
Área de transferência de calor 3D ( $A_{molhada}$ )	$5,428 \cdot 10^{-2}$ [m <sup>2</sup> ]
Área livre para o escoamento 3D ( $A_{free}$ )	$1,885 \cdot 10^{-4}$ [m <sup>2</sup> ]
Comprimento do Núcleo ( $L$ )	64 [mm]
Largura do Núcleo ( $B$ )	64 [mm]
Altura do Núcleo ( $H$ )	72,5 [mm]
Grau de Compactação ( $\beta$ )	230,17 [m <sup>2</sup> / m <sup>3</sup> ]

Fonte: Autor

Um parâmetro que se destaca é a diferença entre área de troca os dois núcleos de geometrias complexa,  $5,428 \cdot 10^{-2}$  m<sup>2</sup> para o 3D e  $4,297 \cdot 10^{-2}$  m<sup>2</sup> para o sobe e desce simples. A Figura 22 apresenta o núcleo de trocador de calor fabricado.

Figura 22: Núcleo trocador sobe desce 3D



Fonte: Autor

Esta geometria tinha como objetivo aumentar a taxa de troca de calor em relação a um trocador de canais retos com as mesmas dimensões (Shah; Sekulić, 2003a).

O núcleo, no entanto, apresentou problemas de entupimento e não pôde ser testado experimentalmente. De maneira similar aos casos anteriores, ocorreu o entupimento dos canais, não sendo possível testá-lo.

## 4.2. LCD

A fim de aprofundar o estudo sobre trocadores poliméricos e explorar novas tecnologias de fabricação por manufatura aditiva, foram propostas três configurações de núcleo com o mesmo método de fabricação e mesmo material. O primeiro foi fabricado com ambos os ramais retos (RR), o segundo com um ramal reto e outro ramal 3D do tipo *vshape* (RV) e o terceiro com um ramal reto e outro ramal com uma geometria 3D do tipo *honeycomb* (RH).

O método de fabricação utilizado foi o de impressão 3D por *liquid crystal display* (LCD) e o material utilizado foi a resina ABS Like da marca Elegoo, que tem condutividade térmica aproximada de 0,20 W/mK.

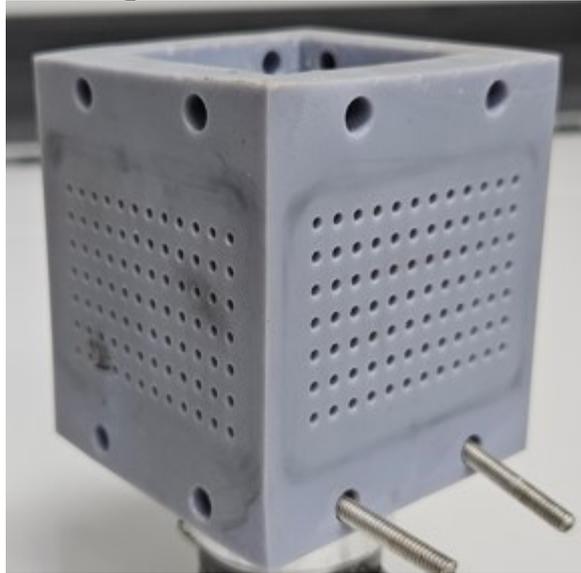
Para impressão, adotou-se tempo de exposição de base de 50 segundos com 9 camadas em uma transição linear, tempo de exposição normal de 2,8 segundos e com altura de camada de 0,050 mm. A impressão foi realizada com um ângulo de inclinação em relação à base de 30 graus no eixo x e y, com os suportes sendo gerados automaticamente pelo software de fatiamento ChituBox.

Cada trocador tem um número diferente de canais por ramal, mas buscou-se conservar suas dimensões externas, comprimento, largura e altura, possibilitando a utilização dos mesmos bocais para todos os trocadores.

### 4.2.1. Trocador de calor reto - RR

O primeiro modelo fabricado foi o de canais retos. Sua geometria se baseia na usada por Hein (2019), mas neste caso foi empregado a tecnologia LCD. A Figura 23 mostra o núcleo do trocador reto.

Figura 23: Núcleo trocador reto



Fonte: Autor

O núcleo foi produzido com 64mm de largura, 72,5 mm de altura e 64 mm de comprimento. A montagem dos bocais se dá por furações na parte superior e inferior do trocador, com 5,50 mm de diâmetro. A Figura 24 mostra o trocador com os bocais instalados.

Figura 24: Núcleo reto com bocais



Fonte: Autor

Projetado para ser um trocador de calor com fluxo cruzado, o núcleo é composto por 7 camadas com 12 canais circulares por camada, para ambos os ramais. Cada canal tem 2 mm de diâmetro, a distância entre canais da mesma camada é de 4 mm e a distância entre canais de diferentes ramais é 0,5 mm.

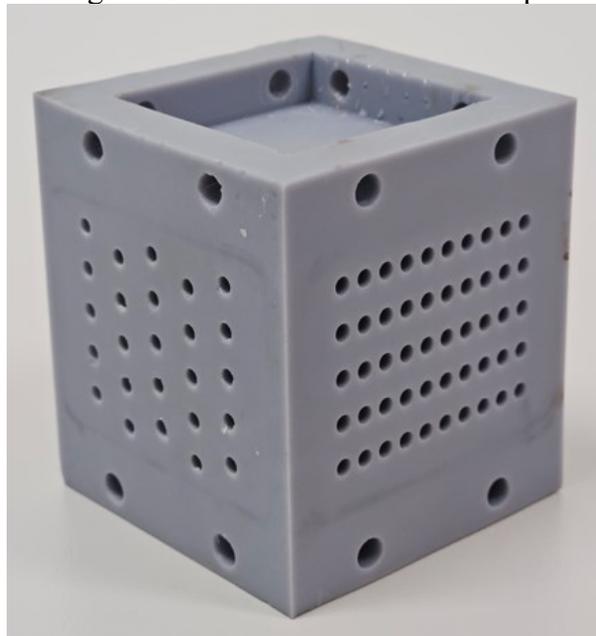
Com essas características geométricas, cada ramal tem uma área molhada pelo escoamento de  $3,378 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$ . A área de escoamento livre, ou a área que o escoamento tem disponível para escoar livremente pelos canais, é de  $2,638 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ . Todas essas características

são as mesmas para ambos os ramais, e iguais as apresentadas na Tabela 2: Parâmetros geométricos núcleo SLS.

#### 4.2.2. Trocador de calor RV - Vshape

As dimensões do núcleo são as mesmas do trocador reto, tendo 64 mm de comprimento, 72,5 mm de altura e 64 mm de largura (Figura 25). Os bocais utilizados são os mesmos do outro trocador. Contudo, neste caso, um dos ramais era composto por canais retos e o outro por canais de caminho Vshape, caminhos tridimensionais - Figura 26, apresentados por Lasbet *et al.* (2007).

Figura 25: Núcleo do trocador Vshape



Fonte: Autor

Para fabricação desse modelo foi utilizada uma geometria similar a descrita por Lasbet *et al.* (2007), Figura 4, mas nesse caso adotado canais circulares para melhorar o desempenho hidrodinâmico. Essa geometria foi selecionada por ser a configuração com maior eficiência segundo o autor, tendo a melhor relação entre troca de calor e perda de carga dentre as geometrias analisadas.

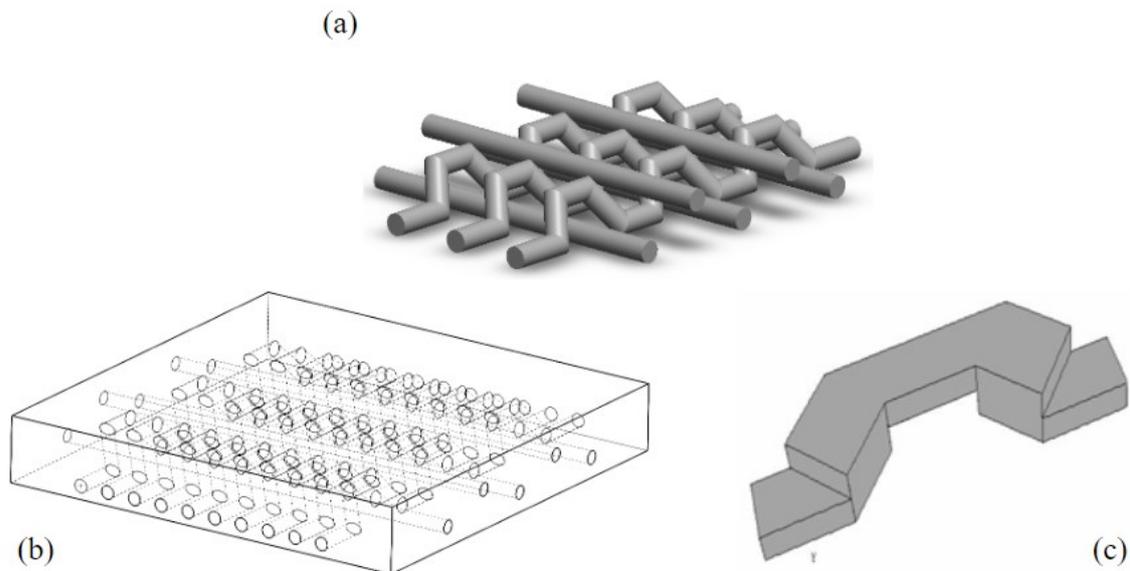
O diâmetro dos canais retos é de 3 mm, com 5 camadas e 5 canais por camada. O espaçamento entre os canais é de 7,60 mm e a distância entre canais de camadas diferentes é variável, ora está mais perto e ora mais longe dependendo da posição, mas pode ser aproximada

para 0,8 mm. Além disso, conta com uma área de transferência de calor de  $1,507 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$  e uma área frontal livre de  $1,766 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ .

Para os canais Vshape, o diâmetro se mantém o mesmo, 3 mm, possuindo 5 camadas com 10 canais por camada com uma distância entre canais de 4,5 mm e uma distância entre canais de ramais de aproximadamente 0,8 mm. Contudo, por sua geometria diferenciada, a área total de troca é  $3,933 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$  e a área frontal livre é de  $3,533 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ .

Para demonstrar melhor a geometria interna dos canais, as Figura 26 (a) apresenta um esquemático dos canais no interior do núcleo, já (b) apresenta a vista interna de uma camada do trocador. A Figura 26 (c) apresenta o canal proposto por Lasbet et al. (2007) usado como base do modelo.

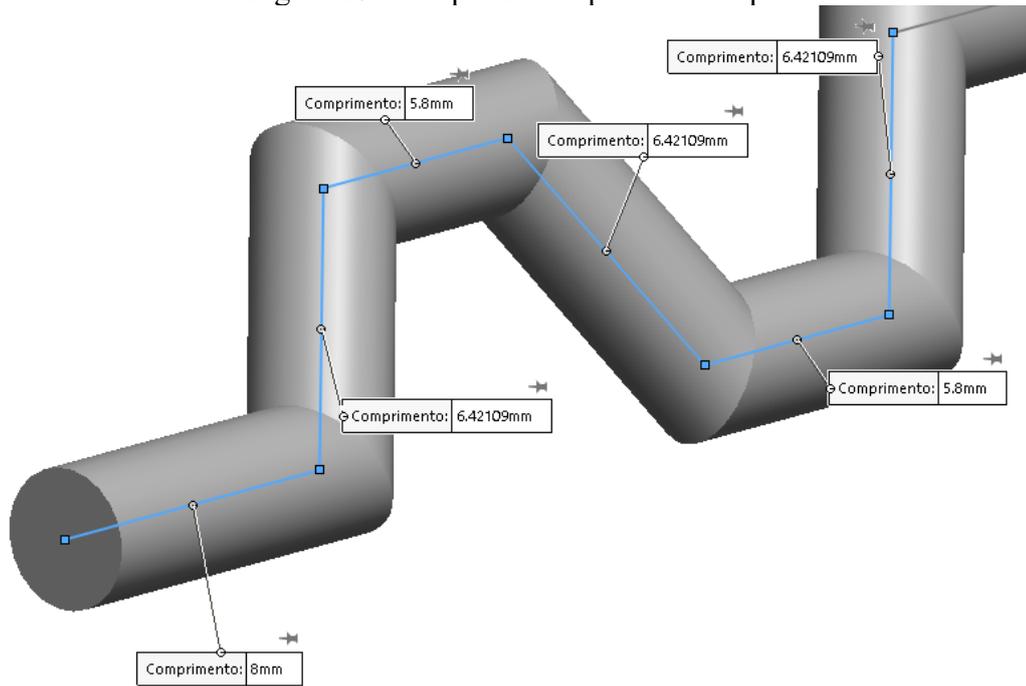
Figura 26: Interior do núcleo V-shape



Fonte: Adaptado de Lasbet et al. (2007)

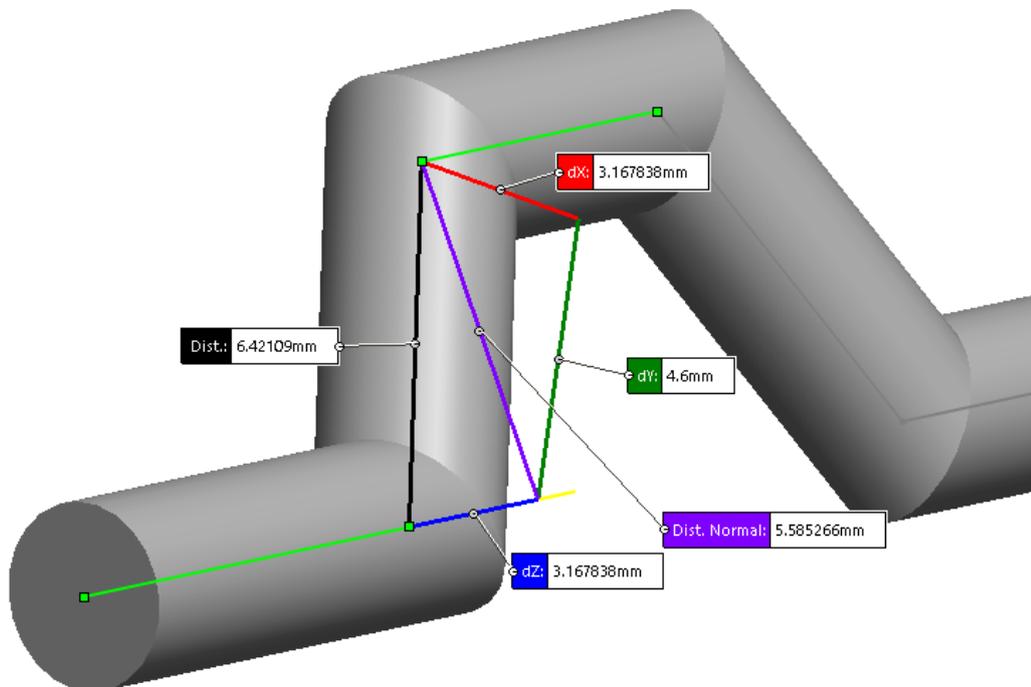
As medidas do padrão que compõe os canais Vshape podem ser vistos na Figura 27, enquanto as distancias entre diferentes partes do padrão em diferentes planos se encontram na Figura 28.

Figura 27: Comprimentos padrão Vshape



Fonte: Autor

Figura 28: Distâncias entre planos padrão Vshape



Fonte: Autor

A Tabela 6 apresenta os dados gerais do trocador Vshape:

Tabela 6: Dados geométricos núcleo Vshape

Diâmetro do canal ( $D$ )	3 [mm]
Comprimento do canal ( $L$ )	64 [mm]
Distância entre os centros dos canais retos ( $p$ )	7,60 [mm]
Espessura média da placa que separa os canais frio e quente ( $w$ )	1,48 [mm]
Número de camadas retos ( $N$ )	5
Número de canais por camada reta ( $n$ )	5
Área de transferência de calor reto ( $A_{molhada}$ )	$1,507 \cdot 10^{-2}$ [m <sup>2</sup> ]
Área livre para o escoamento reto ( $A_{free}$ )	$1,766 \cdot 10^{-4}$ [m <sup>2</sup> ]
Distância entre os centros dos canais retos ( $p$ )	4,5 [mm]
Espessura da placa que separa os canais frio e quente ( $w$ )	0,8 [mm]
Número de camadas retos ( $N$ )	5
Número de canais por camada reta ( $n$ )	10
Área de transferência de calor reto ( $A_{molhada}$ )	$3,933 \cdot 10^{-2}$ [m <sup>2</sup> ]
Área livre para o escoamento reto ( $A_{free}$ )	$3,533 \cdot 10^{-4}$ [m <sup>2</sup> ]
Comprimento do Núcleo ( $L$ )	64 [mm]
Largura do Núcleo ( $B$ )	64 [mm]
Altura do Núcleo ( $H$ )	72,5 [mm]
Grau de Compactação ( $\beta$ )	184,46 [m <sup>2</sup> / m <sup>3</sup> ]

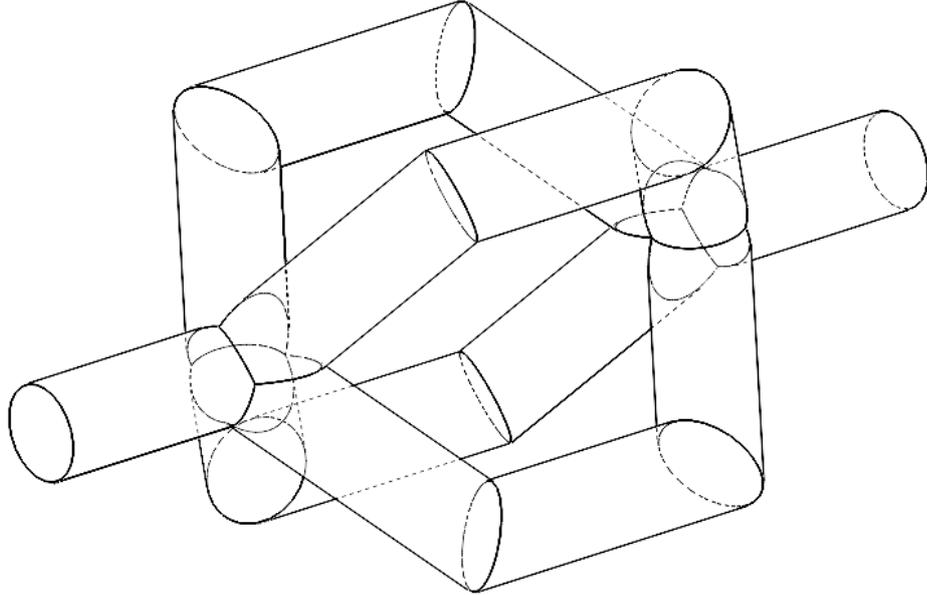
Fonte: autor

#### 4.2.3. Trocador de calor RH - Honeycomb

Buscando a inovação na produção de trocadores de calor, uma nova geometria foi proposta de modo a aumentar a área de troca térmica e induzir turbulências no escoamento. Essa proposta se baseia na intercomunicação dos canais, fazendo com que o fluido ao entrar por um canal possa sair por um outro canal de maneira aleatória.

A geometria se baseia na repetição de um padrão. Esse padrão começa com um caminho reto, que se divide em quatro outros caminhos nas direções diagonais, formando um nó. O padrão, então, retorna a ser reto e após um comprimento, os quatro caminhos convergem para formar um outro nó. O padrão base pode ser visto na Figura 29.

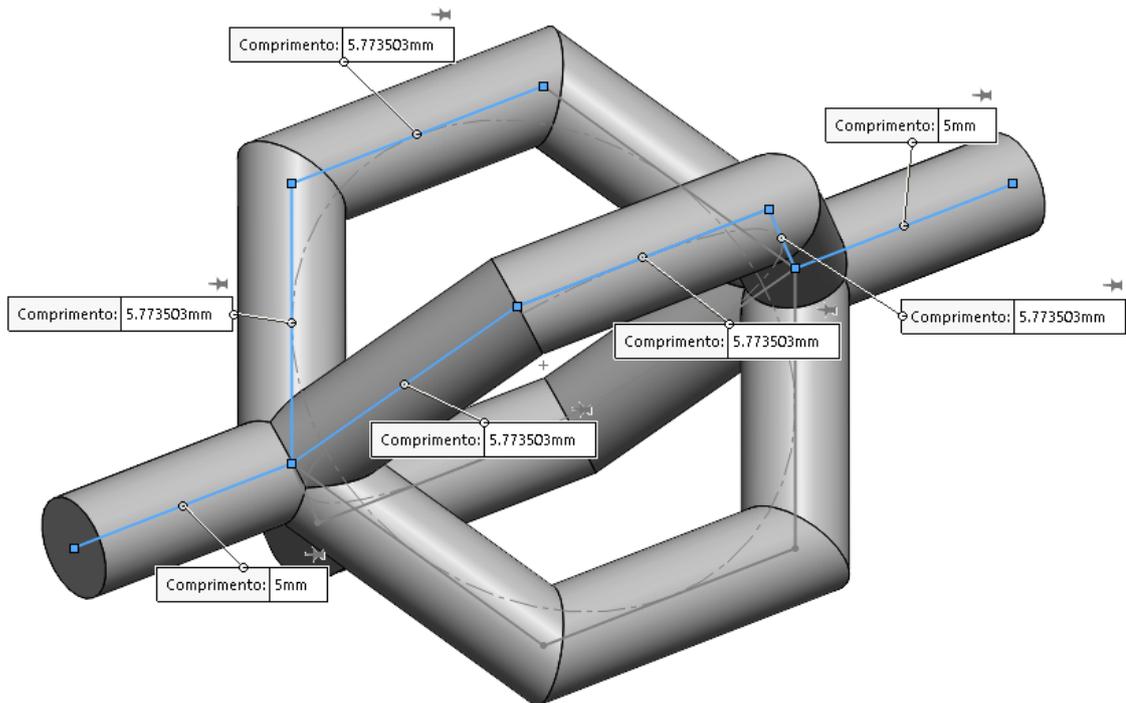
Figura 29: Padrão base trocador Honeycomb



Fonte: Autor

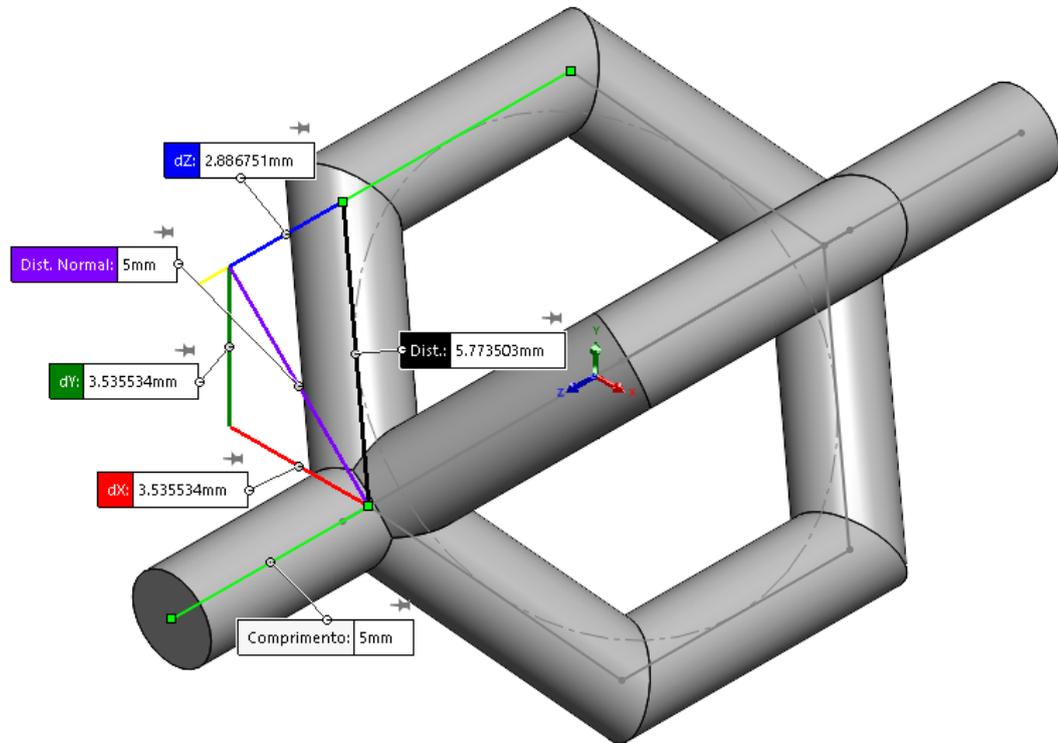
A Figura 30 demonstra as medias utilizadas para o padrão e a Figura 31 demonstra as distâncias entre caminhos de planos distintos. Todas as dimensões da figura podem ser determinadas pela simetria.

Figura 30: Dimensões do caminho Honeycomb



Fonte: Autor

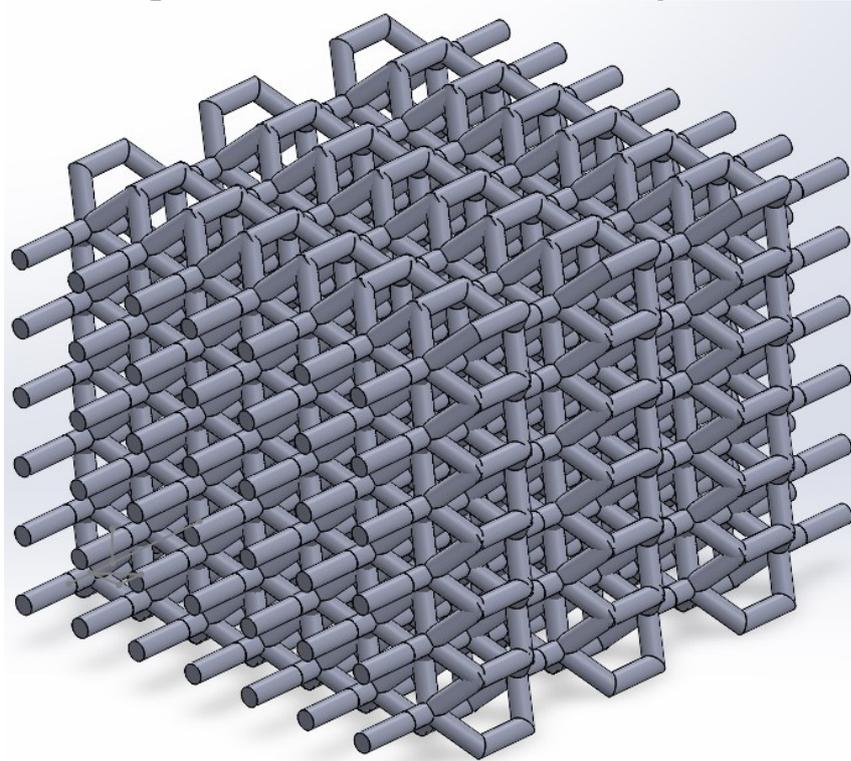
Figura 31: Distâncias entre planos diferentes da estrutura Honeycomb



Fonte: Autor

Tomando o padrão anterior, pode-se repeti-lo na direção lateral e superior, formando uma estrutura tridimensional (3D), com ligação entre os diferentes canais. Fato é que nas mudanças de direções promovidas pelo movimento na diagonal formam-se novos nós, fazendo com que os canais comuniquem entre si. O corpo tridimensional formado pelo padrão pode ser observado na Figura 32.

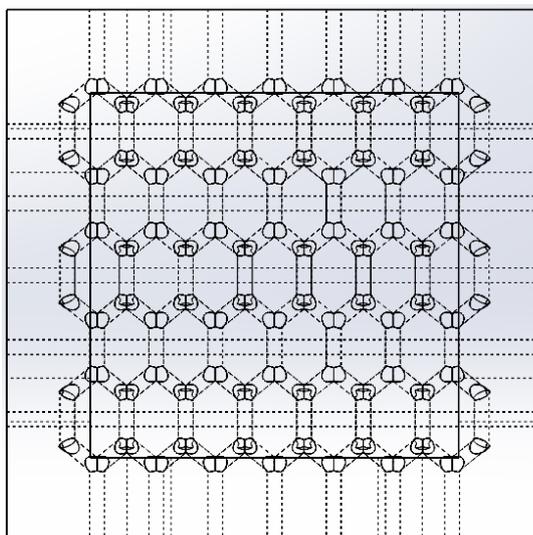
Figura 32: Padrão total 3D trocador Honeycomb



Fonte: Autor

Assim, uma estrutura complexa de canais é estabelecida, trazendo a possibilidade do aumento da mistura do fluido. A geometria desse ramal, pela vista superior e lateral, se parece com uma estrutura encontrada na natureza, um favo de mel. A Figura 33 ilustra a vista superior da estrutura de canais.

Figura 33: Vista superior trocador Honeycomb

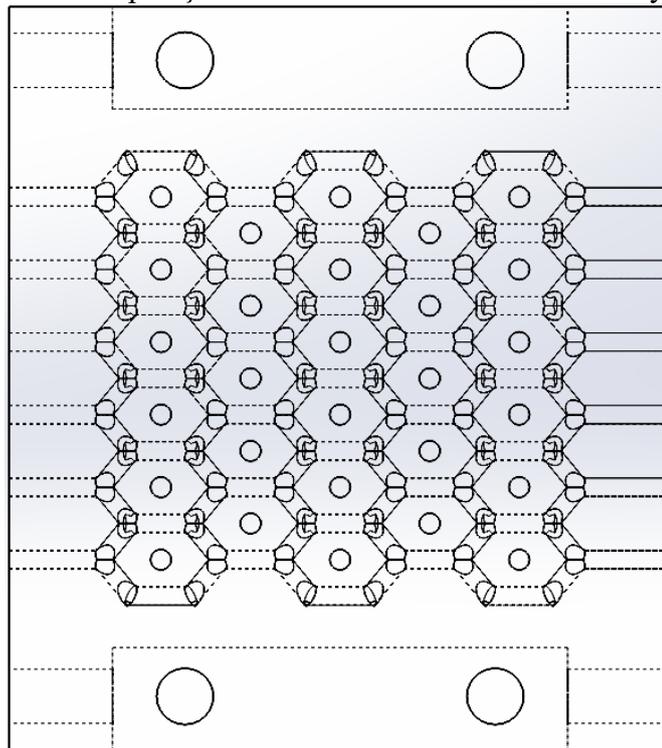


Fonte: Autor

Esse ramal conta com 42 canais, ou entradas e saídas de fluidos, já que os canais passam a não serem bem definidos após o estabelecimento do padrão.

O outro ramal conta com canais retos. Como foram pensados de forma que passassem entre as junções do ramal tridimensional, não possuem a mesma quantidade de canais por camada e totalizam 28 canais, como pode ser visto pela Figura 34.

Figura 34: Disposição dos canais retos no núcleo Honeycomb



Fonte: Autor

De modo a manter a consistência e utilizar os mesmos bocais para os testes, as dimensões de altura, largura e comprimento foram mantidas constantes e iguais ao dos núcleos anteriores.

A área do ramal 3D foi determinada com base na estrutura do canal interno, representado pela Figura 32. Utilizando o software de modelagem 3D SolidWorks, obteve-se a área superficial do ramal, que corresponde a  $6,09 \cdot 10^{-2} \text{m}^2$ .

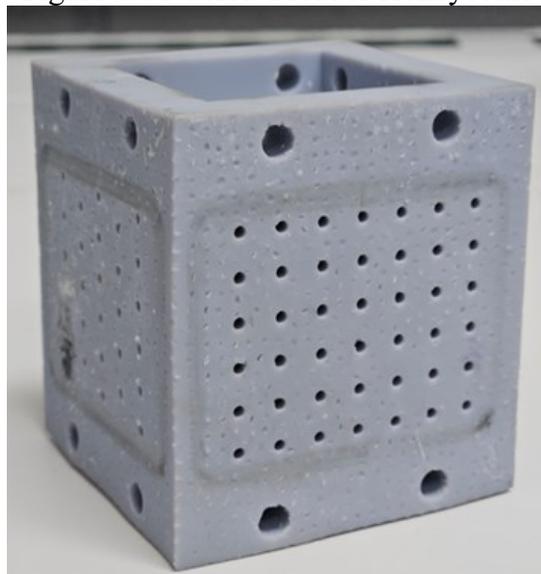
Outros dados gerais desse núcleo podem ser vistos na Tabela 7 e a Figura 35 apresenta o núcleo Honeycomb.

Tabela 7: Dados geométricos núcleo Honeycomb

Diâmetro dos canais 3D e reto ( $D$ )	2 [mm]
Comprimento do canal ( $L$ )	64 [mm]
Distância entre os centros dos canais retos ( $p$ )	7,07 [mm]
Espessura média da placa que separa os canais frio e quente ( $w$ )	2,56 [mm]
Número de canais retos ( $n$ )	28
Área de transferência de calor reto ( $A_{molhada}$ )	$8,84 \cdot 10^{-3}$ [m <sup>2</sup> ]
Área livre para o escoamento reto ( $A_{free}$ )	$8,8 \cdot 10^{-5}$ [m <sup>2</sup> ]
Número de canais tridimensional ( $m$ )	42
Área de transferência de calor 3D ( $A_{molhada}$ )	$6,09 \cdot 10^{-2}$ [m <sup>2</sup> ]
Área livre para o escoamento 3D ( $A_{free}$ )	$1,32 \cdot 10^{-4}$ [m <sup>2</sup> ]
Comprimento do Núcleo ( $L$ )	64 [mm]
Largura do Núcleo ( $B$ )	64 [mm]
Altura do Núcleo ( $H$ )	72,5 [mm]
Grau de Compactação ( $\beta$ )	226,43 [m <sup>2</sup> / m <sup>3</sup> ]

Fonte: Autor

Figura 35: Núcleo trocador Honeycomb



Fonte: Autor

#### 4.3. BANCADA E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Uma bancada de testes foi projetada e montada no laboratório Thermal Fluid Flow, T2F, para operar com água em um ramal e ar comprimido no outro. A água passa pelo ramal de canais retos e o ar pelo outro ramal.

A Figura 36 apresenta um fluxograma geral da bancada e a Figura 37 o núcleo montado. O aparato é composto por um compressor de ar, um trocador de calor, um banho termostático Lauda, um medidor de vazão de água eletromagnético OMEGA FMG603-R 79 GPM, um medidor de vazão de ar Coriolis EMERSON CMF200M, dois transdutores de pressão absolutos OMEGA PX409-100GI, um transdutor de pressão diferencial no ramal do ar OMEGA

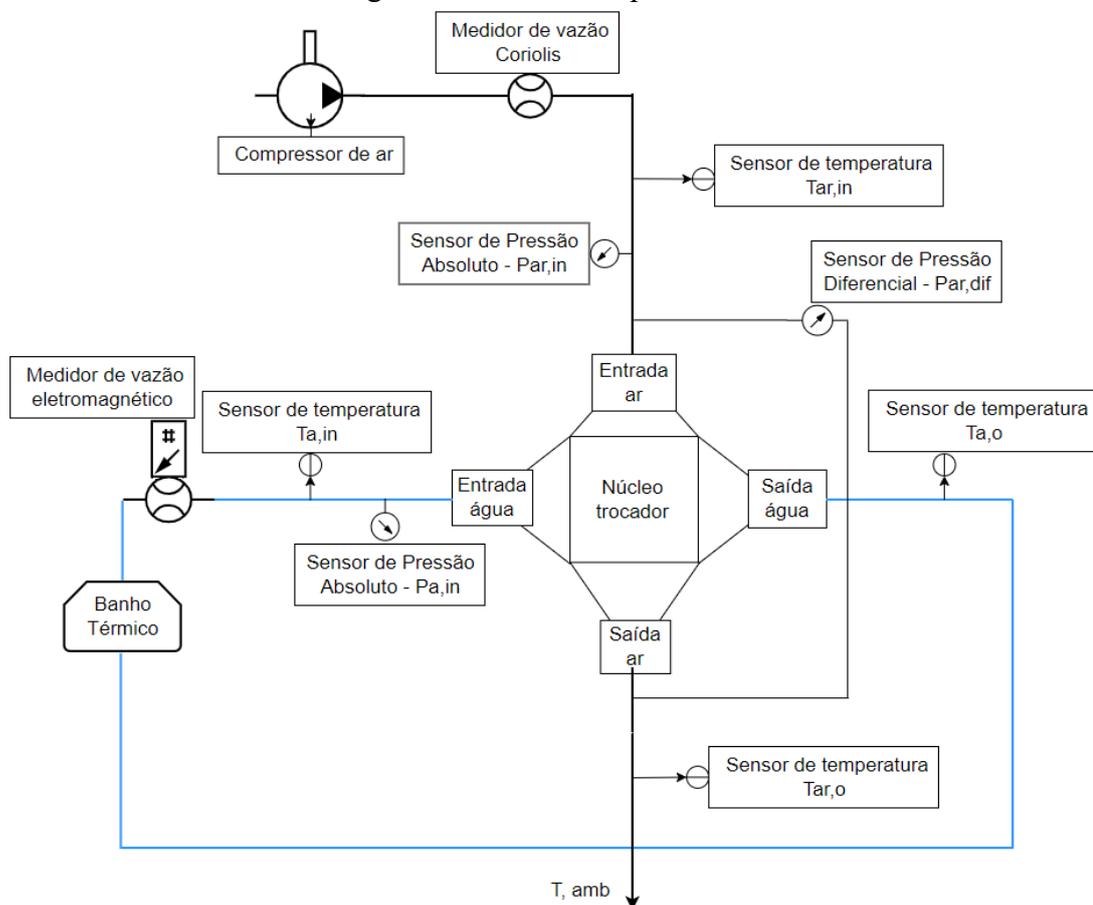
PX409-015DWUI, e quatro RTD OMEGA PT100 PR-21d, além de um sistema para aquisição de dados NI e um computador.

Na entrada e saída de cada ramal, quente e frio, foi instalado um RTD para mensurar a temperatura. O sensor foi instalado próximo aos bocais do trocador. Também foram instalados transdutores de pressão absoluta na entrada de cada ramal e um transdutor de pressão diferencial na entrada e saída do ramal do ar.

As vazões foram medidas utilizando diferentes dispositivos. No ramal operando com ar comprimido a temperatura ambiente, foi empregado um medidor do tipo Coriolis para medir a vazão mássica. No outro ramal, operando com água, foi utilizado um medidor de vazão eletromagnético para medir a vazão volumétrica.

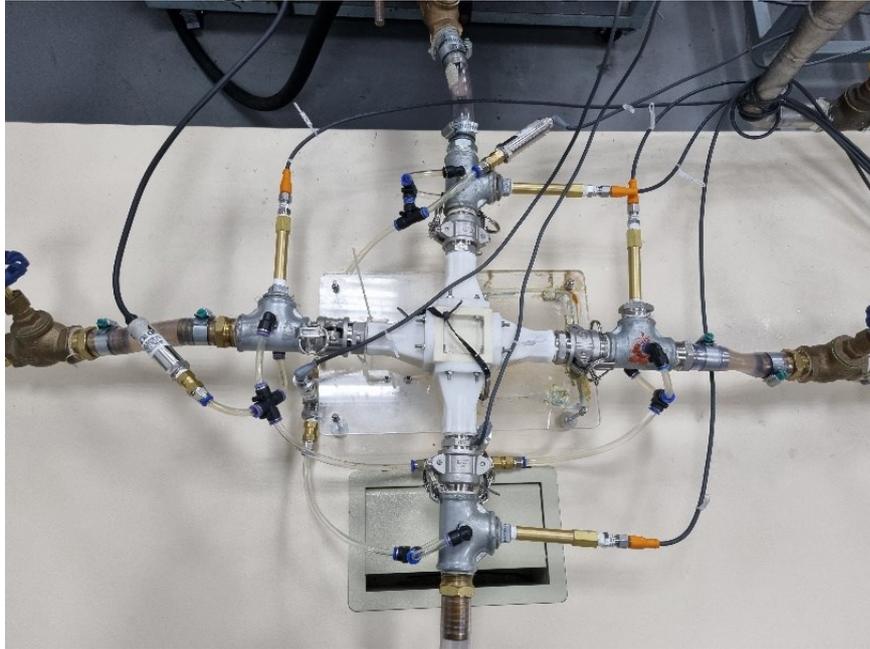
Dessa maneira, foi possível medir os seguintes parâmetros: Pressão de entrada ( $P_{h,in}$  e  $P_{c,in}$ ), queda de pressão ( $\Delta P_{c,in}$ ), e temperaturas de entrada e saída dos ramos quente e frio ( $T_{h,in}$ ,  $T_{c,in}$ ,  $T_{h,out}$  e  $T_{c,out}$ ), além da vazão mássica do ramal do ar ( $\dot{m}_{ar}$ ) e vazão volumétrica do lado da água ( $Q_{\text{água}}$ ).

Figura 36: Bancada experimental



Fonte: Autor

Figura 37: Trocador de calor instalado



Fonte: Autor

A Tabela 8 apresenta a incerteza sistemática dos sensores empregados na análise térmica. Uma análise de incertezas foi realizada, ver APÊNDICE D – INCERTEZA EXPERIMENTAL.

Tabela 8: Incerteza na medição dos sensores

Sensor Pt100	Sensor de vazão eletromagnético	Sensor de vazão Coriolis
[°C]	[l/s]	[kg/s]
$u(T) = 0,15 + 0,002T$	$u(\dot{m}) = 0,25\%$ da medição	$u(\dot{m}) = 0,03\%$ da medição

Fonte: Autor

Para realização dos experimentos, ar comprimido e água foram utilizados. Os trocadores testados foram: reto SLS e todos os trocadores SLA (RR, RV e RH). O procedimento experimental foi o mesmo para todos os trocadores, variando os parâmetros vazão mássica e temperatura de entrada.

O teste iniciava com a escolha de uma vazão de ar, à temperatura ambiente, e uma temperatura para o ramal da água, que era mantida com uma vazão fixa. Quando as condições de regime permanente eram alcançadas, os dados eram coletados por 60 segundos. Após essa coleta, ajustava-se uma nova vazão de ar, mantendo a temperatura e a vazão da água, repetindo o processo até cobrir todas as vazões de ar definidas. Em seguida, uma nova temperatura da água era escolhida e o mesmo procedimento era realizado.

No total, foram realizados 30 testes com o trocador reto SLS e 18 testes com cada um dos trocadores SLA (RR, RV e RH), totalizando 84 testes.

As tabelas a seguir, mostram os parâmetros de teste, temperatura para a água e níveis de vazão para o ar, para todos os trocadores testados. Como os trocadores possuíam geometria e área frontal livre diferentes, cada um foi testado com uma faixa de número de Reynolds. O ramal com água foi mantido constante pois operava como um sumidouro de calor.

Tabela 9: Parâmetros trocador de calor SLS reto

Ramal Ar			Ramal Água	
Vazão mássica [kg/s]	$Re_{channel}$	Temperatura [°C]	Vazão volumétrica [l/s]	Temperatura [°C]
R1 = 0,010	4189	Ambiente	0,200	35
R2 = 0,016	6702		0,200	40
R3 = 0,022	9216		0,200	45
R4 = 0,028	11730		0,200	50
R5 = 0,034	14243		0,200	60
R6 = 0,040	16757			

Fonte: Autor

Tabela 10: Parâmetros trocador de calor LCD reto - RR

Ramal Ar			Ramal Água	
Vazão mássica [kg/s]	$Re_{channel}$	Temperatura [°C]	Vazão volumétrica [l/s]	Temperatura [°C]
RR1 = 0,010	4891	Ambiente	0,200	5
RR2 = 0,015	7389		0,200	10
RR3 = 0,020	9563			
RR4 = 0,025	12063			
RR5 = 0,030	14271			
RR6 = 0,035	16484			
RR7 = 0,040	19226			
RR8 = 0,045	21626			
RR9 = 0,050	23470			

Fonte: Autor

Tabela 11: Parâmetros trocador de calor LCD Vshape - RV

Ramal Ar			Ramal Água	
Vazão mássica [kg/s]	$Re_{channel}$	Temperatura [°C]	Vazão volumétrica [l/s]	Temperatura [°C]
RV1 = 0,010	5549	Ambiente	0,200	5
RV2 = 0,015	7952		0,200	10
RV3 = 0,020	10941			
RV4 = 0,025	13614			
RV5 = 0,030	15614			
RV6 = 0,035	18600			
RV7 = 0,040	21101			
RV8 = 0,045	23631			
RV9 = 0,050	26490			

Fonte: Autor

Tabela 12: Parâmetros trocador de calor LCD Honeycomb - RH

Ramal Ar			Ramal Água	
Vazão mássica [kg/s]	$Re_{channel}$	Temperatura [°C]	Vazão volumétrica [l/s]	Temperatura [°C]
RH1 = 0,010	10748	Ambiente	0,200	5
RH2 = 0,015	14413		0,200	10
RH3 = 0,020	19552			
RH4 = 0,025	24326			
RH5 = 0,030	27341			
RH6 = 0,035	33496			
RH7 = 0,040	37740			
RH8 = 0,045	44063			
RH9 = 0,050	46961			

Fonte: Autor

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

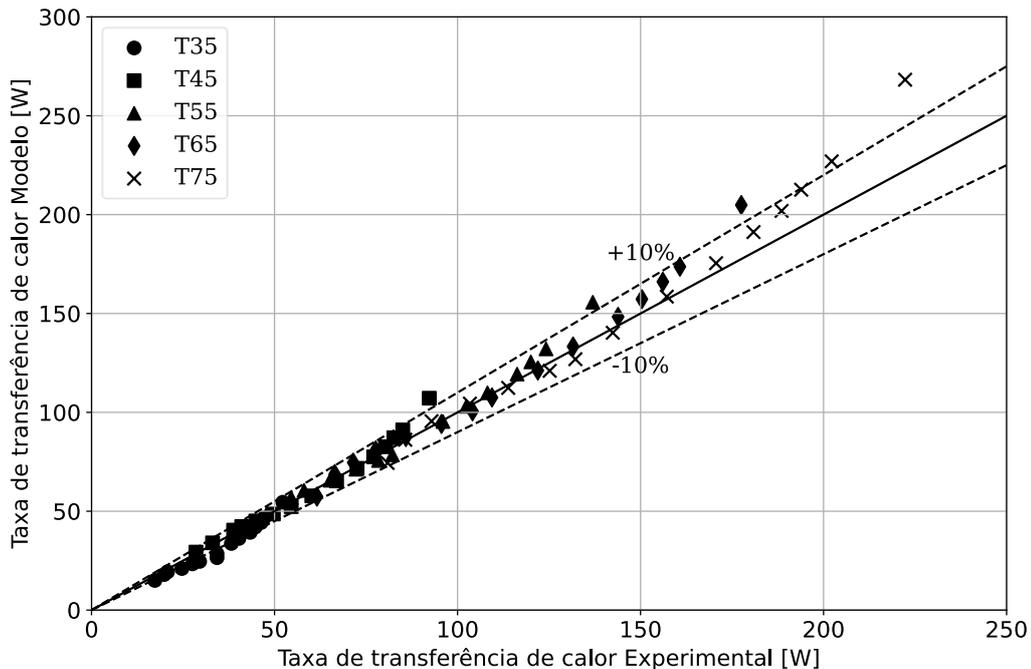
Esta seção apresenta os resultados experimentais obtidos para os trocadores de calor testados, categorizados de acordo com seus métodos de fabricação, SLS e LCD. Também é realizada a validação do modelo teórico com os dados experimentais coletados para os trocadores de calor de canais retos fabricados por ambas as tecnologias.

A análise é limitada aos resultados experimentais do ramal de ar, devido à alta capacidade térmica da água, que resulta em uma variação mínima de temperatura durante os testes. Essa estabilidade térmica eleva o erro experimental, tornando a avaliação do ramal de água inviável. Assim, os resultados discutidos concentram-se exclusivamente no ramal de ar.

### 5.1. RESULTADOS TROCADOR DE CALOR SLS E VALIDAÇÃO DO MODELO

Para avaliar os resultados obtidos com o modelo, foram utilizados dados experimentais disponíveis na literatura. A Figura 38 mostra a comparação entre os dados obtidos no modelo teórico deste trabalho e os resultados experimentais de Hein (2019). O modelo foi ajustado para desconsiderar as resistências de incrustação, visto que o trocador testado era novo.

Figura 38: Comparação modelo e dados experimentais de Hein (2019).



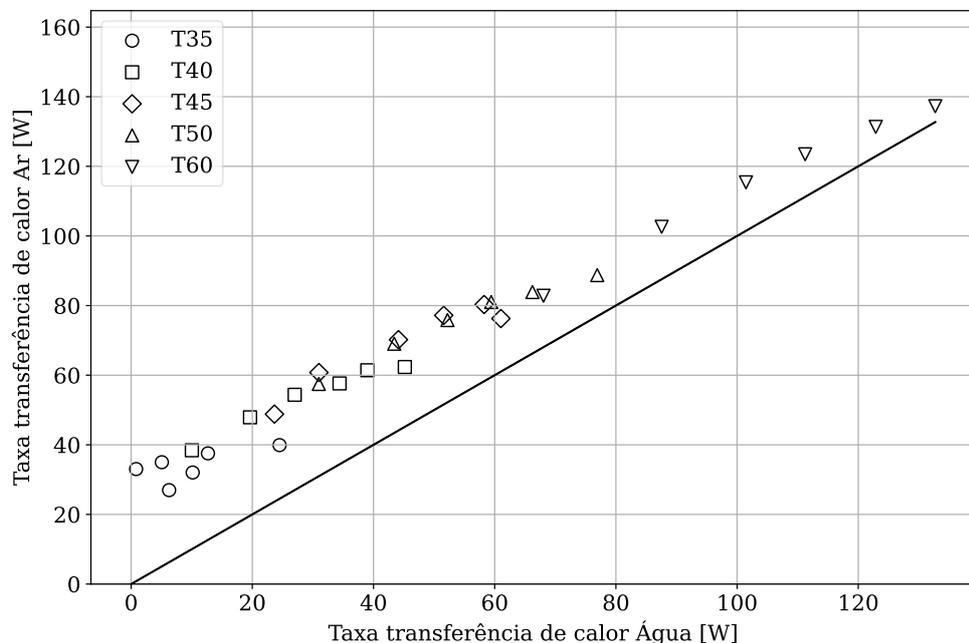
Nota-se que, para as condições de menor taxa de transferência de calor, ou seja, para um regime com menor número de Reynolds, o modelo mantém-se dentro das faixas de erro de aproximadamente 10%, representadas pelas linhas pontilhadas.

Conforme o número de Reynolds aumenta, a taxa também aumenta. Contudo, observa-se uma pequena diferença entre o modelo teórico e os resultados experimentais para as maiores taxas. Esse descolamento pode ser explicado pelas simplificações adotadas no modelo, como a desconsideração da perda de calor para o ambiente e a má distribuição do fluido. Hein (2019) também observou esse comportamento em seu trabalho, associando-o às limitações do modelo teórico.

Dessa maneira, pode-se afirmar que o modelo desenvolvido se aproxima dos dados experimentais e pode ser empregado para esse tipo de trocador de calor, de canais retos.

Aplicando a primeira Lei da termodinâmica é possível realizar o cálculo da taxa de transferência de calor experimental para os ramais da água e do ar. A Figura 39 demonstra a comparação entre as taxas dos ramais:

Figura 39: Comparação taxa de transferência de calor entre ramais



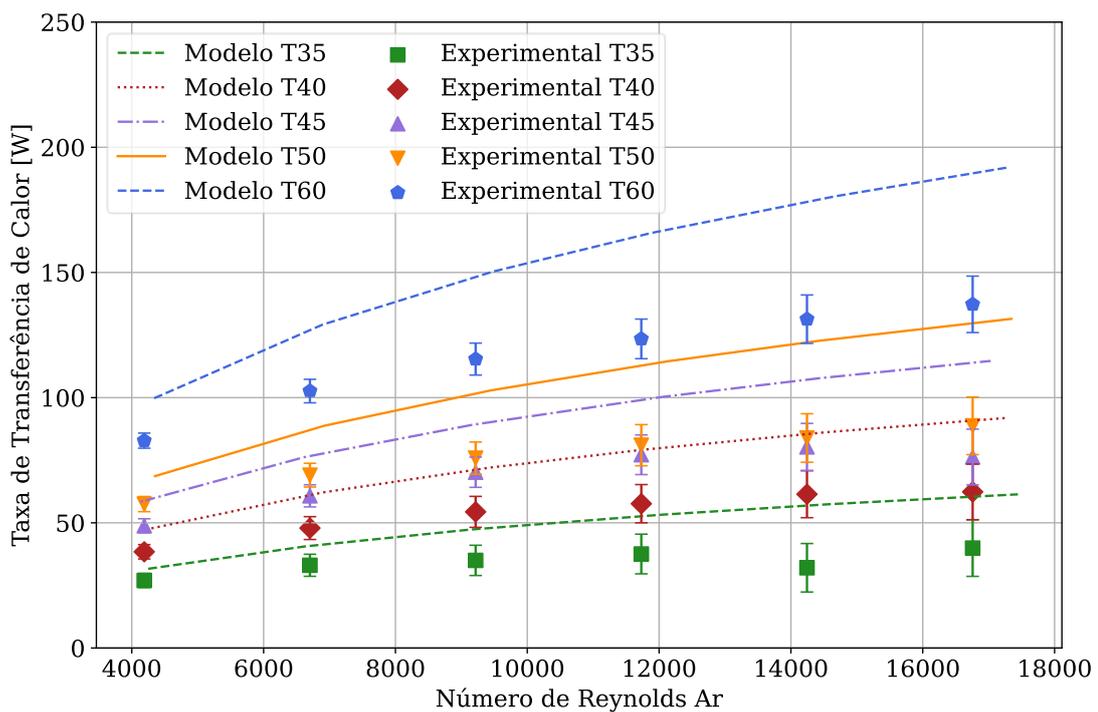
Fonte: Autor

A diferença significativa observada pode ser atribuída à maior capacidade térmica da água em relação ao ar. Essa propriedade faz com que a temperatura da água varie muito pouco durante os testes, funcionando como um sumidouro de calor.

Nos testes onde as temperaturas de entrada dos fluidos estão mais próximas, como nos de 35 °C e 40 °C, essa disparidade se torna ainda mais evidente. Nessas condições, a menor diferença de temperatura entre as entradas dificulta que o ar altere significativamente a temperatura da água, resultando em taxas de transferência de calor praticamente imperceptíveis pelo ramal da água. Assim, para garantir uma análise mais consistente e representativa, este trabalho concentra-se no ramal de ar em todos os trocadores, dado que o comportamento é análogo.

Como mencionado anteriormente, novos testes foram realizados com o mesmo trocador de calor que foi utilizado por Hein (2019). Os resultados dos testes, bem como o do modelo podem ser vistos da Figura 40, onde é exposto a taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds para cada caso.

Figura 40: Comparativo Modelo teórico com dados experimentais presente trabalho.



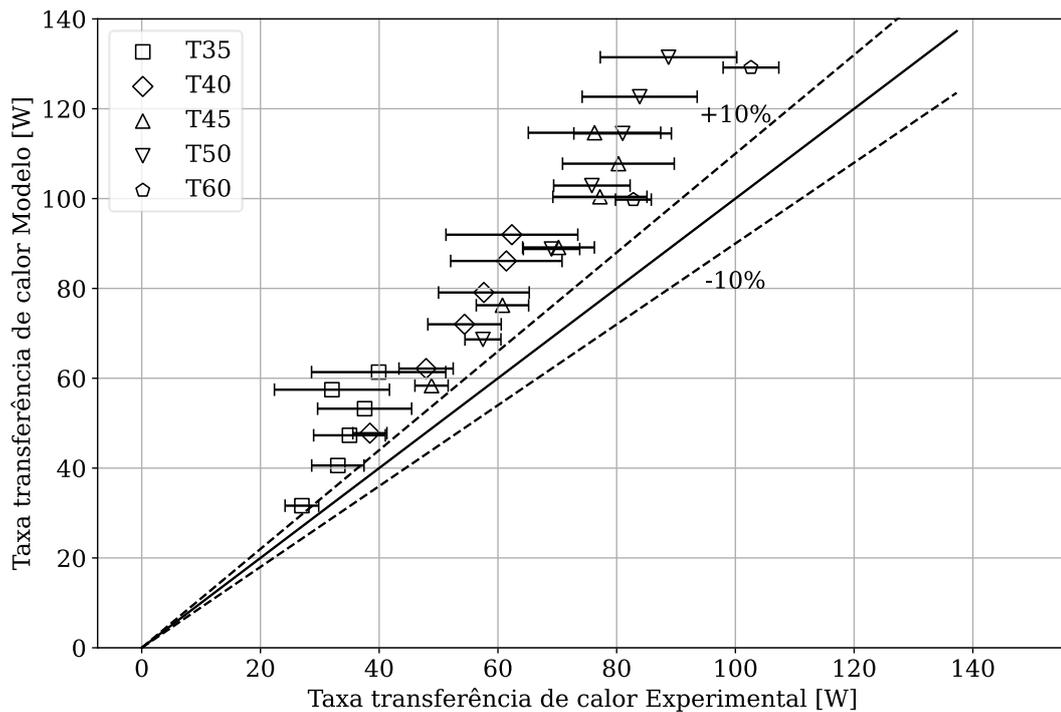
Fonte: Autor

Observa-se uma grande discrepância entre os resultados do modelo, linha, e os dados experimentais, pontos cheios. Para evidenciar ainda mais esse problema, um gráfico comparativo da taxa para todos os testes foi elaborado, Figura 41.

Os resultados demonstram que o erro médio observado foi de 24,49 W. O maior desvio registrado foi de 54,58 W, no teste R6 realizado a 60 °C, evidenciando uma

discrepância significativa para este caso específico. Em contrapartida, o menor erro foi de apenas 4,65 W, identificado no teste R1 a 35 °C. Essa análise destaca a variabilidade do desempenho do modelo em função das condições operacionais avaliadas.

Figura 41: Comparativo modelo e experimental, novos dados



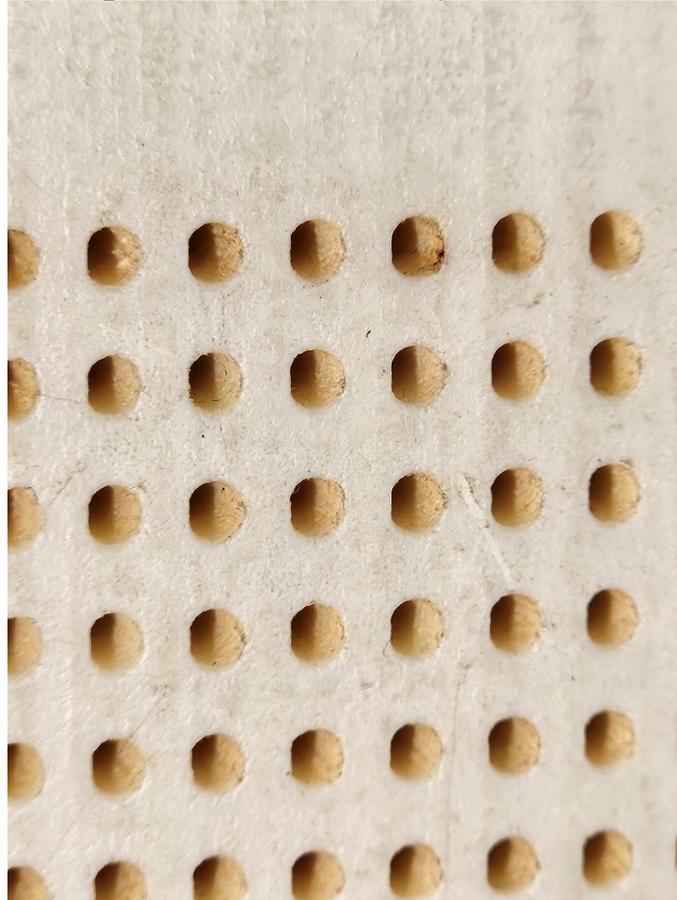
Fonte: Autor

Nessa figura, quase todos os pontos estão fora do traçado de erro de  $\pm 10\%$  e fora da incerteza experimental. O modelo está estimando uma maior taxa de transferência de calor.

Tendo em vista a diferença de tempo entre os testes realizados por Hein (2019) e os novos testes, aproximadamente 3 anos, e levando em consideração que os primeiros testes foram feitos com o trocador de calor novo, sem uso, é de se esperar que algum tipo de incrustação possa ter acumulado com o tempo.

Analisando os canais do trocador pode-se constatar que resíduos de incrustação estavam depositados na parede interna do canal, como mostra a Figura 42. Além disso, com o tempo de uso e testes em temperaturas elevadas para um trocador de calor polimérico, os canais já não possuíam a mesma geometria do primeiro teste, tendo diminuído cerca de 0,02 mm do diâmetro, afetando na área de troca.

Figura 42: Possível incrustação nos canais



Fonte: Autor

Dessa maneira, o modelo foi modificado para considerar a incrustação. Valores para resistência de incrustação podem ser encontrados tabelados na literatura, já que é uma condição que depende de muitas variáveis, como tempo de utilização e tipo de fluido de trabalho.

Atualmente não há informações disponíveis sobre o desempenho de trocadores de calor poliméricos sujeitos a incrustação, tais como nas condições operacionais descritas neste estudo, dificultando a obtenção de um valor mais preciso.

Uma abordagem possível é utilizar os próprios resultados experimentais para estimar o coeficiente de incrustação. Com base nos dados experimentais da taxa de transferência de calor, foi calculado o coeficiente global de transferência,  $UA_{exp}$ . A resistência total, sem considerar a incrustação, foi estimada com o modelo teórico, validado previamente. Considerando que a resistência de incrustação no ramal quente seja igual à do ramal frio, a resistência de incrustação foi calculada por:

$$R_{fouling} = \frac{1/UA_{exp} - R_{tot,modelo}}{2} \quad (36)$$

Esse cálculo foi realizado a partir dos dados experimentais para a temperatura de 60 graus Celsius e, posteriormente, extrapolado para os demais casos. A Figura 44 apresenta os resultados da taxa de transferência de calor, levando em consideração a incrustação calculada  $R_f$  de 0,0412 K/W.

Com base na resistência calculada, é possível estimar os valores do fator de incrustação,  $R_f''$ . A partir da equação (14), observa-se a necessidade de calcular esse fator separadamente para os ramais quente e frio, dado que a eficiência de aleta varia entre eles.

Para isso, foi utilizada uma eficiência média, obtida a partir das eficiências de aleta correspondentes a cada vazão no teste realizado a 60°C. Com essa abordagem, os valores de  $R_f''$  resultantes foram de 0,63 m<sup>2</sup>K/kW para o ramal da água e 1,17 m<sup>2</sup>K/kW para o ramal do ar. Esses resultados estão em concordância com aqueles apresentados por Shah e Sekulić, (2003b) para trocadores de calor do tipo PHE e casco-tubo que utilizam gases e líquidos como fluidos de trabalho.

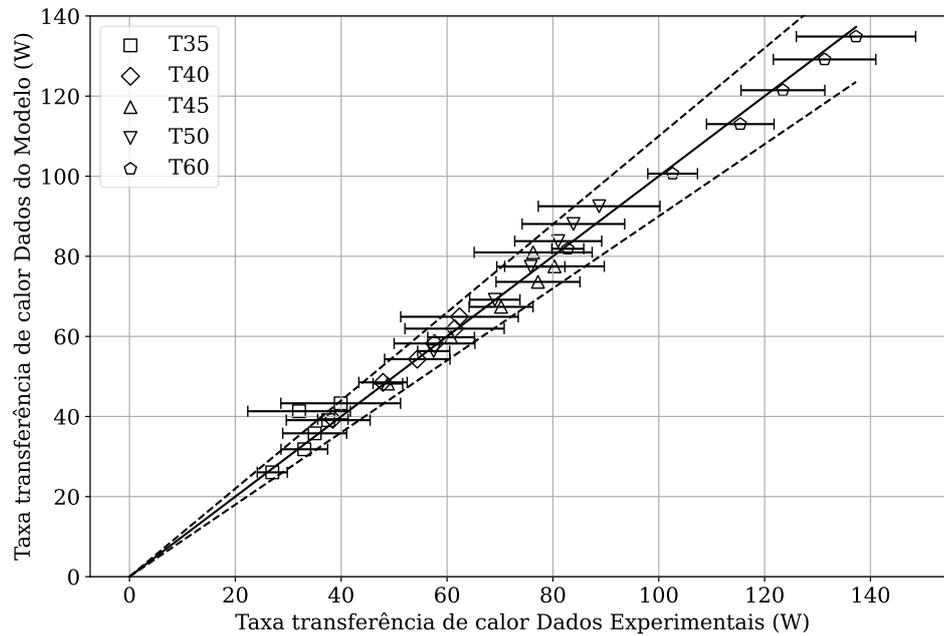
A tabela presente na Figura 43 apresenta valores de fatores de incrustação para o trocador tipo PHE (trocador de calor tipo placa) e para trocadores casco tubo para alguns tipos de fluido de trabalho.

Figura 43: Tabela de fatores de incrustação

Fluido de trabalho	$R_f''$ [m <sup>2</sup> K/kW]	
	PHEs	Casco e tubo
Água destilada	0,018	0,018 - 0,35
Água de torre de resfriamento	0,044	0,018 - 0,35
Água do mar	0,026	0,018 - 0,35
Água de rio	0,044	0,35 - 0,53
Óleo lubrificante	0,053	0,36
Solventes orgânicos	0,018 - 0,053	0,36
Vapor (óleo)	0,009	0,18

Fonte: Adaptado de Shah e Sekulić, 2003a, p. 888

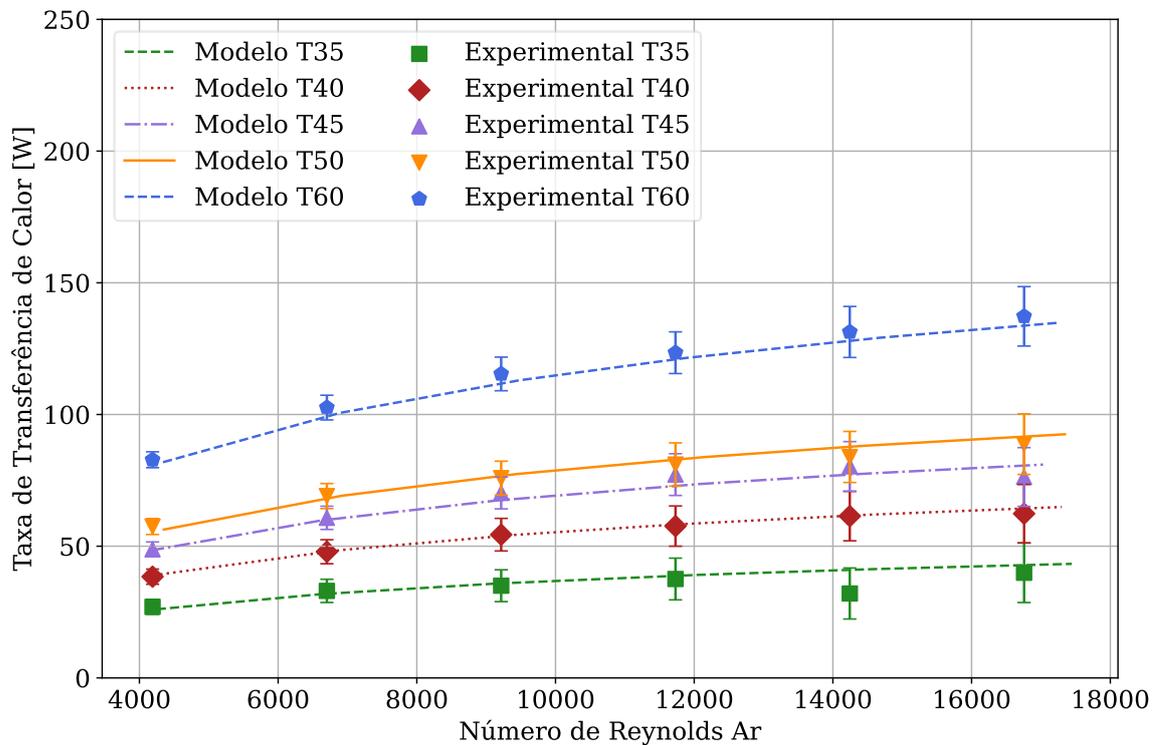
Figura 44: Comparativo modelo corrigido e experimental



Com o modelo apresentado, e utilizando a resistência de incrustação calculada pela equação (36), os resultados estão quase todos dentro das margens de 10% de erro. Lembrando que a resistência foi calculada considerando apenas os dados do teste T60.

A Figura 45 apresenta a taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds para o caso com incrustação. Nessa figura é possível observar o quão próximo a taxa do modelo se assemelha do experimental. O modelo, assim, é capaz de prever com relativa precisão a presença de incrustação no trocador de calor.

Figura 45: Comparativo modelo corrigido e experimental presente trabalho



Fonte: Autor

A Tabela 13 apresenta os dados coletados para a temperatura de 60°C, enquanto os demais resultados experimentais estão disponíveis no Apêndice A. Nota-se que a temperatura no ramal da água varia muito pouco ao longo dos testes. Por isso, a análise concentra-se no ramal do ar, reforçando a hipótese de que a água atua como um sumidouro de calor em relação ao ar.

Um ponto importante é o comportamento da taxa de transferência de calor observado na Figura 45. Para números de Reynolds baixos, a inclinação da curva de aumento da taxa de calor é maior, enquanto para números de Reynolds altos, a curva se aproxima de um platô.

Essa estabilização pode ser explicada pelos dados da Tabela 13, que mostram a variação da temperatura do ar. A temperatura do ar na entrada do sistema aumentava com o passar do tempo, devido ao funcionamento do compressor. Isso reduz a diferença de temperatura entre os ramais, resultando em uma taxa de transferência de calor menor e, consequentemente, em sua estabilização.

Tabela 13: Dados coletados trocador Reto e temperatura 60° para ramal quente

Teste	Re	$\dot{m}_h$ [l/s]	$\dot{m}_c$ [kg/s]	$T_{h,in}$ [°C]	$T_{h,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	$\Delta P_h$ [°C]	$\Delta P_c$ [°C]	$P_h$ [bar]	$P_c$ [bar]
T60 R1	4189,31	0,19987	0,01021	59,8275	59,7462	23,2975	31,3875	0,16216	0,03667	0,11555	0,03833
T60 R2	6702,9	0,19987	0,01621	59,8131	59,7085	23,1552	29,4601	0,16245	0,0942	0,11557	0,10213
T60 R3	9216,48	0,19976	0,02231	59,7972	59,6758	22,868	28,0183	0,16252	0,17436	0,1159	0,19016
T60 R4	11730,1	0,19972	0,02794	59,7616	59,6285	22,3991	26,7995	0,16281	0,26782	0,11618	0,29526
T60 R5	14243,7	0,19967	0,03452	59,7425	59,5954	21,5757	25,3626	0,16268	0,39369	0,117	0,43284
T60 R6	16757,2	0,19974	0,0406	59,787	59,6282	20,9296	24,2929	0,16252	0,51777	0,11597	0,57014

Fonte: Autor

## 5.2. RESULTADOS TROCADORES DE CALOR LCD

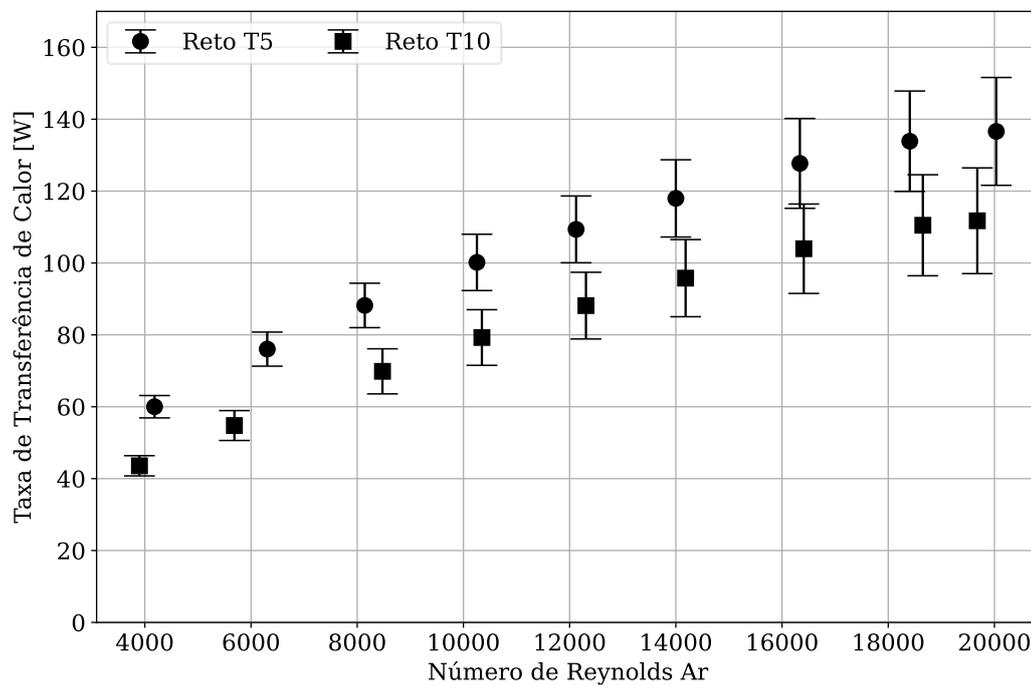
Nesta seção serão apresentados os resultados experimentais dos trocadores de calor fabricados pela tecnologia LCD. Em um primeiro momento, o trocador de canais retos é analisado, onde o modelo previamente estudado é aplicado para tentar prever o comportamento desse trocador. Posteriormente, são apresentados os resultados experimentais dos trocadores de calor Vshape e Honeycomb, comparando seus resultados com o Reto.

Lembrando que nestes testes a vazão do ar e a temperatura da água foram variados, enquanto a temperatura do ar era a ambiente e a vazão da água era constante.

### 5.2.1. Resultados trocador Reto - RR

Para avaliar os resultados obtidos com o modelo, os resultados experimentais deste trocador foram utilizados. A Figura 46 demonstra a taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds do ar para o trocador de canais retos para o teste com água a 5°C e 10°C.

Figura 46: Taxa de transferência de calor vs. Número de Reynolds experimental Reto



Fonte: Autor

Os resultados experimentais demonstram uma dependência entre a taxa de transferência de calor e o número de Reynolds. Este comportamento é explicado pela lei de resfriamento de Newton, onde o aumento do número de Reynolds, intensifica a mistura do fluido e, conseqüentemente, promove uma maior transferência de calor. (Shah; Sekulic, 2003)

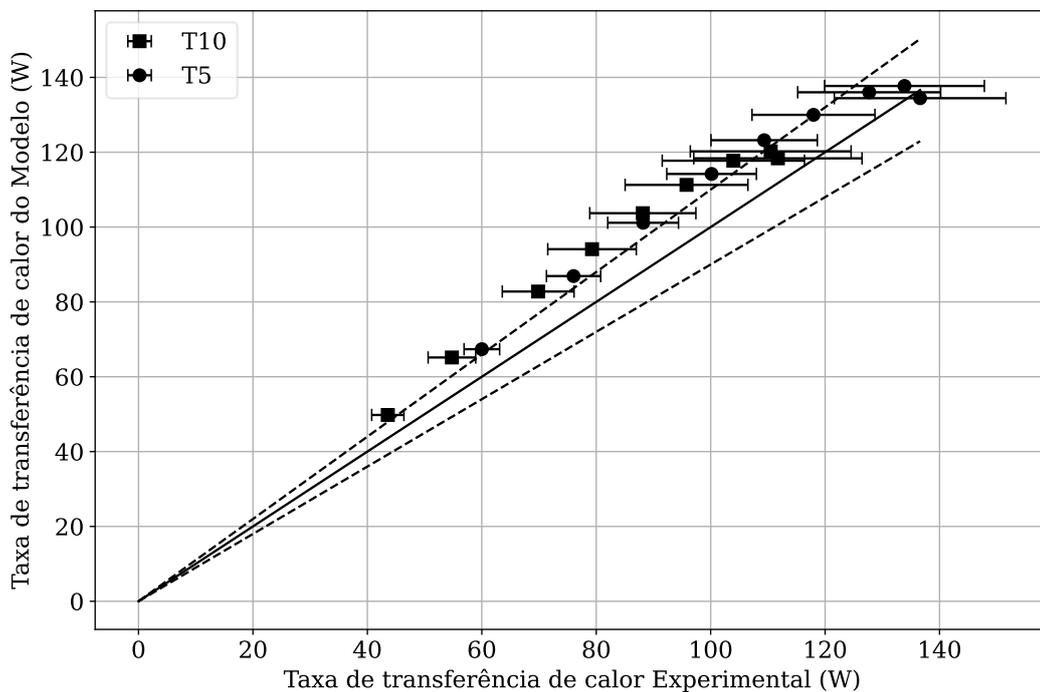
A superioridade da taxa de transferência de calor observada no ensaio com temperatura de entrada de 5°C pode ser atribuída ao maior gradiente de temperatura entre os ramais quente e frio. Conforme a vazão mássica aumenta, mantendo-se a temperatura de entrada constante, a temperatura de saída do fluido tende a se aproximar da temperatura de entrada, reduzindo o gradiente de temperatura e, portanto, a taxa de transferência de calor.

Em situações em que a diferença de temperatura entre os fluidos é pequena, regimes de escoamentos turbulentos (alta vazão) podem não ser suficientes para promover uma troca de calor significativa. Nesses casos, estratégias alternativas, como o aumento da área de troca térmica, utilização de fluidos com maior capacidade térmica, uso de materiais de maior condutividade térmica ou emprego de canais caóticos, podem ser necessárias para melhorar o desempenho do dispositivo.

Comparando os resultados obtidos com o experimento e o modelo, chega-se à Figura 47, onde a reta cheia seria o comportamento ideal, modelo igual a experimento, e as retas pontilhadas são desvios de mais ou menos 10% em relação ao ideal.

Pode-se observar que o comportamento para os testes de temperaturas 5 e 10 graus são satisfatórios, eles estão próximos da faixa de mais ou menos 10% de erro. Na maioria dos casos, os dados do modelo são ligeiramente maiores que os experimentais.

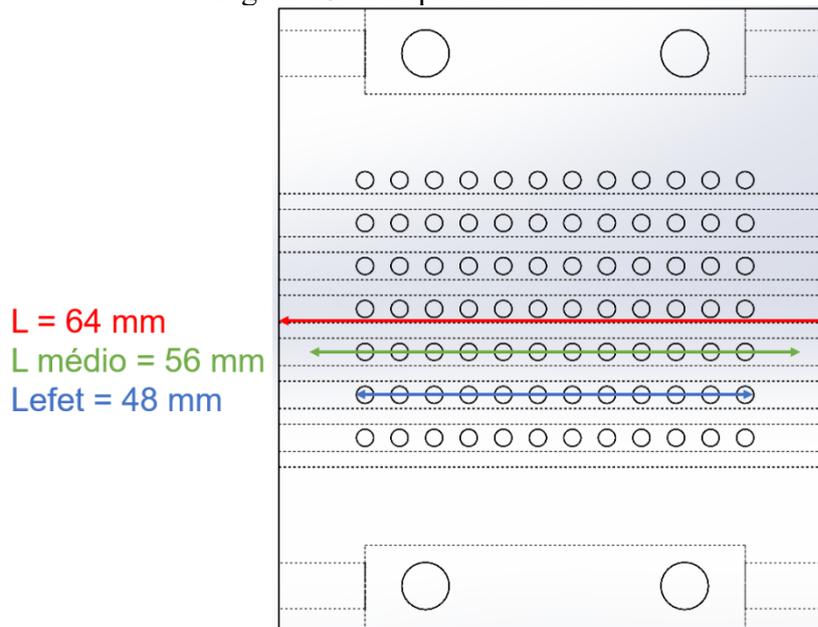
Figura 47: Comparação modelo e dados experimentais Reto LCD



Fonte: Autor

O cálculo da taxa de transferência de calor do modelo levou em consideração o comprimento efetivo de troca de 48 mm, representando o comprimento em que os canais de fato se cruzam, como podemos ver pela Figura 48. Pelo fato de o material não ser um condutor, espera-se que não haja trocas térmicas relevantes para o processo fora desse comprimento efetivo.

Figura 48: Comprimento Efetivo



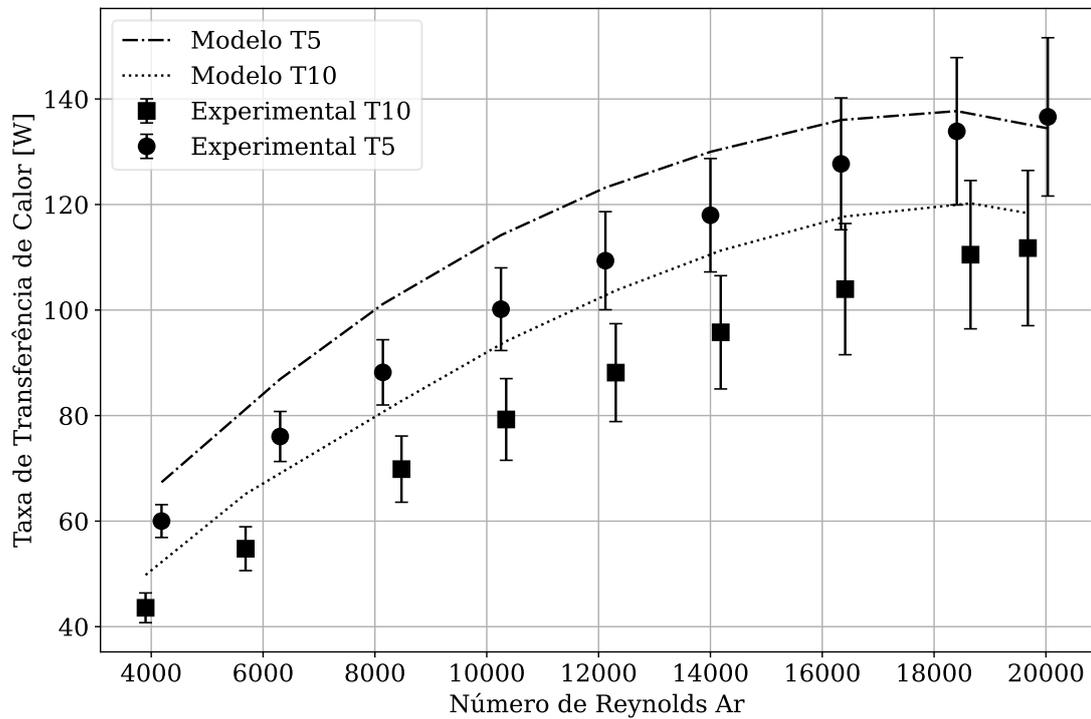
Fonte: Autor

A Figura 49 apresenta a taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds dos resultados do modelo e dos resultados experimentais. A diferença entre os resultados pode ser explicada pelas simplificações feitas no modelo, como a não consideração de efeitos de má distribuição.

Além disso, o comportamento assintótico para números de Reynolds altos pode ser atribuído à condição dos testes, na qual a temperatura do ar não se mantinha constante devido ao funcionamento do compressor, isso reduz a diferença entre as temperaturas resultando em uma taxa de transferência de calor menor, levando a uma estabilização.

Apesar das diferenças entre os resultados do modelo teórico e os dados experimentais, o modelo é capaz de representar adequadamente o comportamento observado nos experimentos. Assim, o modelo pode ser considerado uma ferramenta útil para prever o desempenho térmico desse tipo de trocador de calor, mesmo com as simplificações aplicadas.

Figura 49: Taxa por Reynolds para experimento e modelo



Fonte: Autor

### 5.2.2. Resultados trocadores RV (Vshape) e RH (Honeycomb)

Com os dados obtidos para cada um dos testes dos trocadores RV (Vshape) e RH (Honeycomb) a taxa de transferência de calor experimental foi calculada. As tabelas Tabela 14 e Tabela 15 representam, respectivamente, os dados obtidos nos testes de cada um dos trocadores de calor para a temperatura de 5 graus. Os demais resultados podem ser visualizados no Apêndice B.

Tabela 14: Dados Experimentais trocador Vshape T5

Teste	Re	$\dot{m}_h$ [l/s]	$\dot{m}_c$ [kg/s]	$T_{h,in}$ [°C]	$T_{h,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	$\Delta P_c$ [°C]	$P_h$ [bar]	$P_c$ [bar]	$\dot{q}_c$ [W]
T5 V1	4593	0,200	0,011	31,383	27,965	5,387	5,384	0,027	0,026	0,084	36,105
T5 V2	6581	0,200	0,015	31,978	29,272	5,379	5,374	0,058	0,063	0,085	40,959
T5 V3	9032	0,200	0,021	32,494	30,297	5,375	5,369	0,114	0,129	0,084	45,620
T5 V4	10956	0,200	0,025	33,126	31,155	5,381	5,375	0,165	0,189	0,084	49,647
T5 V5	12922	0,200	0,030	33,428	31,622	5,375	5,371	0,226	0,262	0,085	53,661
T5 V6	15393	0,200	0,035	33,434	31,764	5,401	5,395	0,306	0,360	0,085	59,085
T5 V7	17463	0,200	0,040	33,021	31,436	5,420	5,416	0,381	0,451	0,084	63,641
T5 R8	19557	0,200	0,045	30,803	29,347	5,452	5,453	0,459	0,548	0,084	65,491
T5 R9	21923	0,200	0,050	29,530	28,128	5,430	5,433	0,546	0,658	0,084	70,668

Fonte: Autor

Tabela 15: Dados Experimentais trocador Honeycomb T5

Teste	Re	$\dot{m}_h$ [l/s]	$\dot{m}_c$ [kg/s]	$T_{h,in}$ [°C]	$T_{h,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	$\Delta P_c$ [°C]	$P_h$ [bar]	$P_c$ [bar]	$\dot{q}_c$ [W]
T5 H1	9194	0,200	0,011	32,260	29,719	5,498	5,504	0,217	0,157	0,211	29,104
T5 H2	12300	0,200	0,015	32,162	30,155	5,526	5,531	0,373	0,158	0,371	30,838
T5 H3	16647	0,200	0,021	32,204	30,576	5,621	5,623	0,636	0,157	0,641	33,929
T5 H4	20679	0,200	0,026	32,617	31,081	5,577	5,581	0,925	0,157	0,940	39,819
T5 H5	23223	0,200	0,029	33,231	31,671	5,525	5,530	1,114	0,157	1,136	45,461
T5 H6	28448	0,200	0,036	34,072	32,448	5,499	5,502	1,520	0,157	1,560	57,951
T5 H7	32068	0,200	0,040	34,931	33,214	5,461	5,464	1,801	0,157	1,861	69,060
T5 H8	37501	0,200	0,047	36,249	34,383	5,453	5,450	2,243	0,157	2,328	87,625
T5 H9	25197	0,200	0,031	37,396	35,564	5,471	5,469	1,259	0,157	1,300	94,380

Fonte: Autor

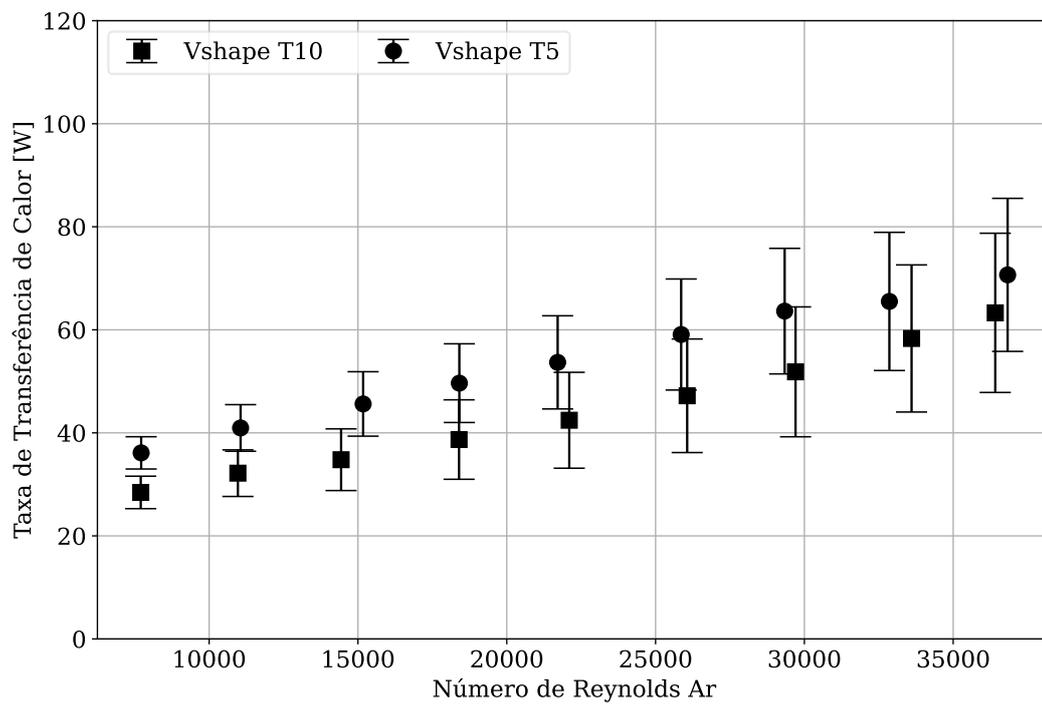
A análise comparativa dos trocadores de calor Honeycomb e Vshape, em relação ao trocador de canais retos revela uma diferença significativa no número de Reynolds alcançado para uma mesma vazão mássica. Essa discrepância é atribuída à característica construtiva desses trocadores, que possuem aproximadamente metade do número de canais em comparação ao trocador de canais retos.

Com um menor número de canais, a área de escoamento disponível para o fluido é reduzida, resultando em um aumento da velocidade média do fluido para uma mesma vazão

mássica. Consequentemente, o número de Reynolds, que é diretamente proporcional à velocidade do fluido, também aumenta nos trocadores de calor com canais complexos (Shah; Sekulic, 2003).

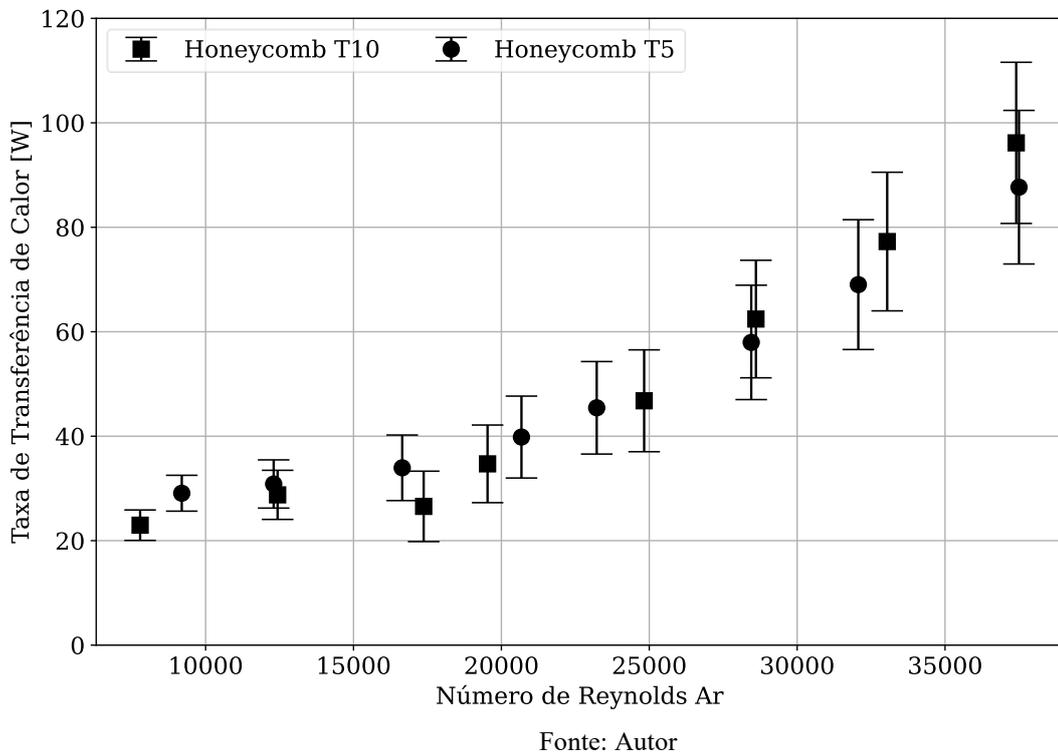
A Figura 50 demonstra a taxa calculada para o trocador Vshape e a Figura 51 demonstra a taxa calculada para o trocador Honeycomb.

Figura 50: Taxa em função do número de Reynolds Vshape



Fonte: Autor

Figura 51: Taxa em função do número de Reynolds Honeycomb



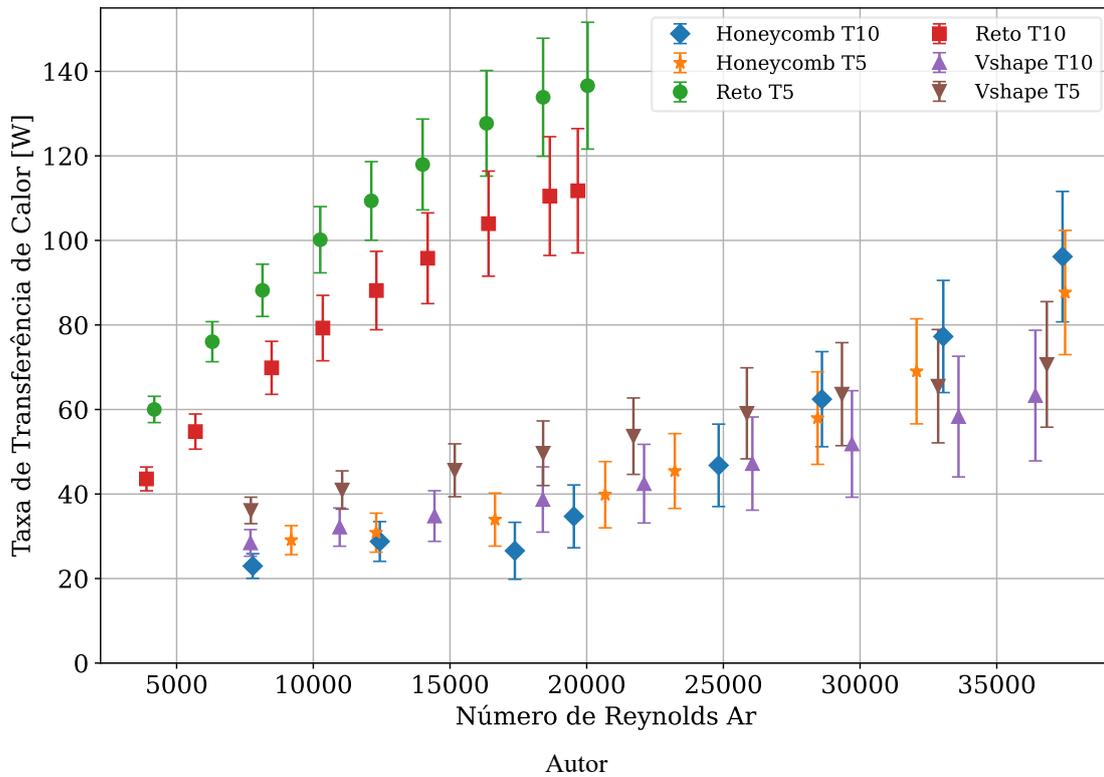
Observa-se uma tendência geral de aumento da taxa de transferência de calor com o aumento do número de Reynolds para todos os conjuntos de dados. Isso sugere que o escoamento turbulento, associado a números de Reynolds mais elevados, promove uma maior mistura do fluido e, conseqüentemente, uma melhor transferência de calor.

No entanto, a relação entre as variáveis não é estritamente linear, indicando a presença de diferentes regimes de escoamento e mecanismos de transferência de calor ao longo da faixa de Reynolds investigada.

À medida que o Reynolds aumenta, a inclinação da curva se acentua, indicando a predominância do escoamento turbulento e uma maior influência da convecção forçada na transferência de calor.

A Figura 52 apresenta as taxas experimentais calculadas em função do número de Reynolds para os trocadores fabricados com a tecnologia LCD. Os resultados experimentais demonstram que o trocador de canais retos apresenta uma taxa de transferência de calor superior em comparação aos trocadores RV(Vshape) e RH (Honeycomb). Esta observação contrasta com a expectativa inicial de que o trocador RH, com maior área de contato, apresentaria o melhor desempenho térmico.

Figura 52: Taxas experimentais em função do número de Reynolds



A explicação para esse fenômeno reside na influência da resistência térmica da parede que separa os fluidos. Embora o trocador HC possua uma maior área de contato e maior capacidade de mistura, a espessura da parede é significativamente maior em comparação aos outros dois trocadores. Considerando que o material utilizado na fabricação dos trocadores é um polímero com baixa condutividade térmica, a resistência à condução de calor através da parede se torna um fator limitante no processo de transferência de calor.

Como pode ser observado na equação (16) a transferência de calor depende igualmente das resistências à convecção e condução. Mesmo empregando uma geometria caótica, tendo maior área de troca e maior coeficiente convectivo, a resistência a condução foi predominante. A equação (15) demonstra que a resistência a condução aumenta diretamente com o aumento da parede.

O mesmo princípio se aplica ao trocador V-shape, que também apresenta uma espessura de parede maior do que o trocador de canais retos, resultando em uma menor taxa de transferência de calor. Apesar da convecção forçada ser intensificada pelo aumento do número de Reynolds, a resistência térmica da parede predomina, limitando a eficiência da troca térmica.

Tomando a fórmula da resistência de à condução de parede, equação (15), pode-se calcular a resistência de parede para cada um dos trocadores de calor. A Tabela 16 apresenta os resultados dos cálculos. O cálculo da resistência da parede foi realizado utilizando uma espessura média para os trocadores RV (*V-shape*) e RH (*Honeycomb*), devido à variação das distâncias entre os canais quente e frio. O comprimento dos canais, ou da placa para condução, foi determinado a partir do comprimento esticado dos canais.

Tabela 16: Resistência de parede

<b>Trocador</b>	<b>Espessura (mm)</b>	<b>Condutividade (W/mK)</b>	<b>Largura (mm)</b>	<b>Comprimento (mm)</b>	<b>Área (m<sup>2</sup>)</b>	<b>Resistência parede (m<sup>2</sup>K/W)</b>
Reto LCD – RR	0,5	0,2	64	64	0,00410	0,610
RV – Vshape	1,48	0,2	64	83,72	0,00536	1,381
RH – Honeycomb	2,56	0,2	64	133,24	0,00853	1,501

Fonte: Autor

Assim, constatou-se que os trocadores de calor caóticos apresentam uma resistência de parede significativamente maior, mais que o dobro, em comparação ao trocador de canais retos. Esse fator mostrou-se predominante sobre o aumento da área de troca e a indução de turbulência adicional gerada pela geometria dos canais.

Além disso, podemos observar na Figura 52 que o trocador de calor RH possui, em altos Reynolds, um desempenho térmico superior ao RV, mesmo tendo uma resistência a condução superior. Isso se deve a geometria empregada neste trocador, que permite a mistura do fluido no interior do canal, aumentando a transferência de calor.

Os resultados obtidos evidenciam que a otimização da geometria do canal em trocadores de calor fabricados com materiais de baixa condutividade térmica deve considerar não apenas o aumento da área de contato, mas também a minimização da espessura da parede. A redução da resistência térmica da parede é fundamental para maximizar a eficiência da troca térmica e garantir o desempenho térmico desejado.

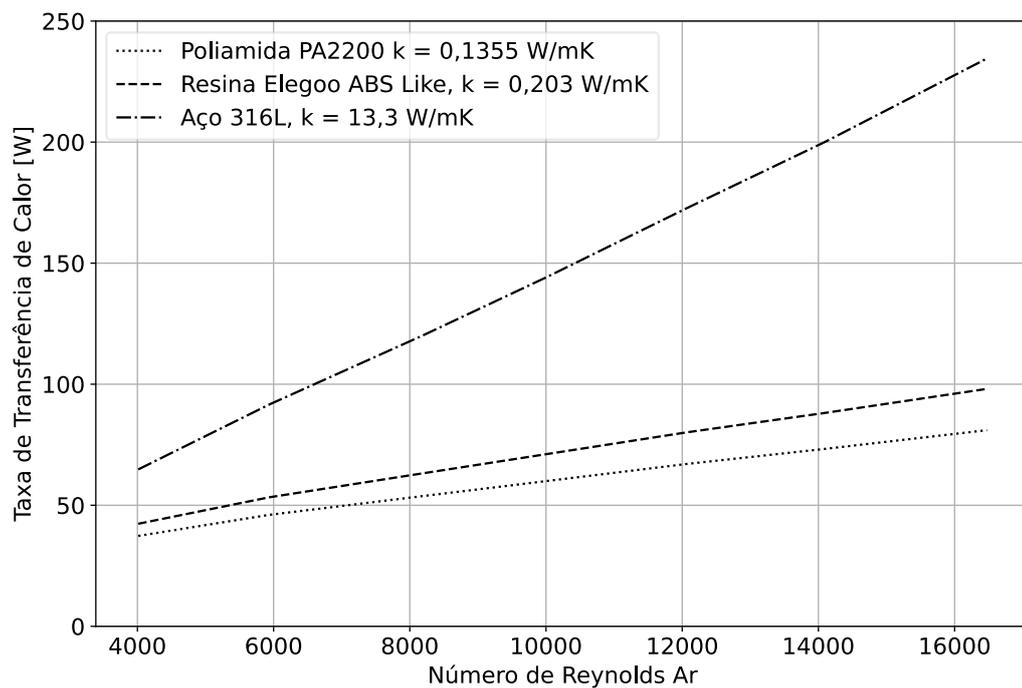
#### 5.4. COMPARAÇÃO ENTRE MATERIAIS

O modelo desenvolvido foi aplicado a diferentes materiais com o objetivo de avaliar o impacto da condutividade térmica na taxa de transferência de calor. Os materiais considerados foram a poliamida PA2200, a resina Elegoo ABS Like e o aço 316L. Enquanto os polímeros

apresentam condutividades térmicas significativamente mais baixas, inferiores a 0,5 W/mK, o aço 316L atinge 13,3 W/mK.

Como esperado, a Figura 53 demonstra que o aço, devido à sua maior condutividade térmica, apresenta uma taxa de transferência de calor superior em qualquer intervalo de número de Reynolds, sendo essa tendência mais evidente à medida que o número de Reynolds aumenta.

Figura 53: Comparativo modelo diferentes materiais



Fonte: Autor

Embora os polímeros ofereçam vantagens claras em termos de facilidade de prototipação, a eficiência de transferência de calor é drasticamente reduzida em comparação com o aço. No entanto, essa análise inicial reforça a viabilidade da utilização de materiais poliméricos para aplicações em trocadores de calor, principalmente quando se visa a demonstração de conceitos e a exploração de novas técnicas, como a impressão 3D.

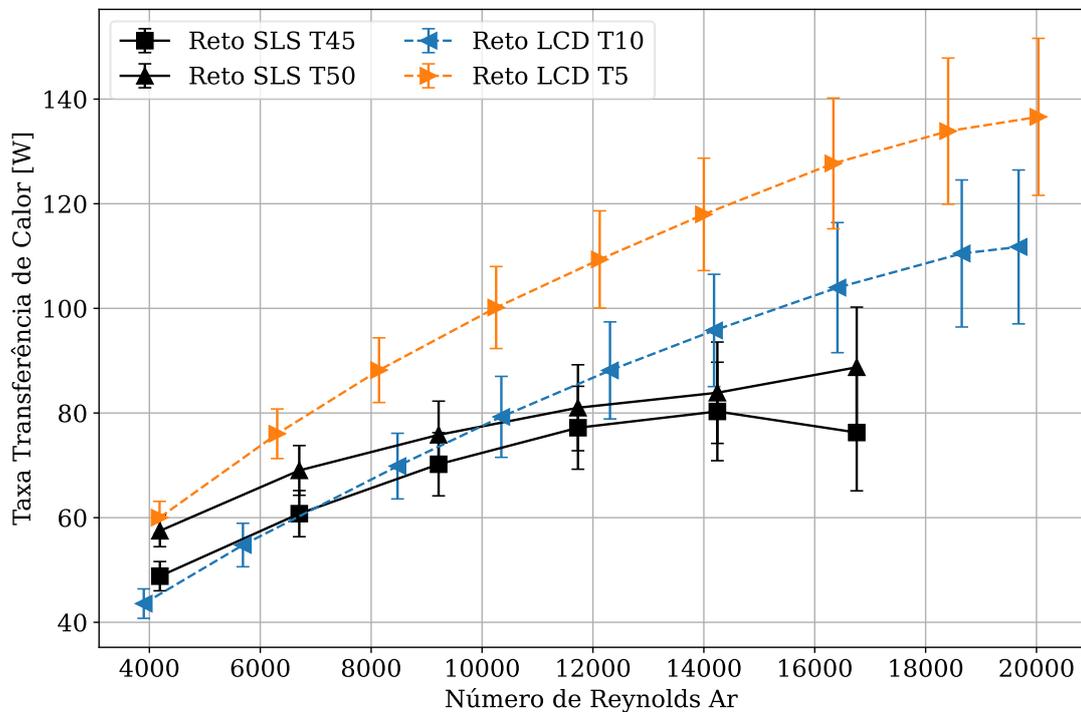
Após a análise teórica, os resultados experimentais permitem uma comparação mais aprofundada entre dois trocadores de calor com a mesma geometria: um utilizando poliamida PA2200 produzido por SLS, e outro em resina Elegoo ABS Like empregando a tecnologia LCD.

Para realizar uma comparação justa entre os dois sistemas, foram selecionados experimentos em que a diferença de temperatura de entrada entre os dois ramais era semelhante.

Assim, o teste de 10 graus do trocador de resina pode ser comparado ao teste de 45 graus do trocador SLS, pois ambos possuem uma diferença de temperatura entre os ramais próximo de  $22^{\circ}\text{C}$ , bem como teste de 5 graus pode ser comparado ao teste de 50 graus, pois apresentam um delta T de aproximadamente  $26^{\circ}\text{C}$ . A partir dessa abordagem, foi possível comparar diretamente a taxa de transferência de calor entre os dois trocadores estudados: Reto SLS e Reto LCD.

A Figura 54 apresenta taxa de transferência de calor desses dois trocadores em função do número de Reynolds.

Figura 54: Comparativo modelo diferentes materiais



Como previsto pelo modelo teórico, o trocador LCD, devido à maior condutividade térmica do material, apresentou uma taxa de transferência de calor superior para o mesmo delta de temperatura, confirmando a influência da resistência de parede. A Tabela 17 demonstra a comparação da resistência de parede para cada um dos trocadores.

Tabela 17: Comparação resistência de parede

<b>Trocador</b>	<b>Espessura (mm)</b>	<b>Condutividade (W/mK)</b>	<b>Largura (mm)</b>	<b>Comprimento (mm)</b>	<b>Área (m<sup>2</sup>)</b>	<b>Resistência parede (m<sup>2</sup>K/W)</b>
Reto SLS	0,5	0,1355	64	64	0,00410	0,901
Reto SLA	0,5	0,2	64	64	0,00410	0,610

Fonte: Autor

## 6. CONCLUSÕES

Para explorar a viabilidade da manufatura aditiva (MA) na produção de trocadores de calor, este estudo analisou duas técnicas de MA com polímeros, projetando sete trocadores de calor. Quatro foram fabricados via SLS com poliamida, e três com a tecnologia LCD usando resina Elegoo ABS-Like. Todos os trocadores foram de fluxo cruzado sem mistura de fluidos. Dois trocadores SLS e um LCD possuíam canais retos, enquanto os outros tinham canais com geometrias variadas (2D e 3D), buscando maior transferência de calor.

Apenas quatro trocadores foram funcionais para testes, sendo um de SLS e três de LCD. Os demais apresentaram obstruções devido ao processo de fabricação. Um modelo analítico baseado no método  $\varepsilon$ -NTU foi implementado em Python para prever o comportamento dos trocadores com canais retos, considerando referências da literatura.

Para validação, foi montada uma bancada de testes, utilizando ar comprimido e água. O trocador SLS foi testado com água aquecida a várias temperaturas, e vazões de ar entre 0,01 kg/s e 0,04 kg/s, totalizando 30 testes. Já os trocadores LCD foram testados com água resfriada, variando a vazão de ar, totalizando 84 testes ao todo. O modelo apresentou boa correspondência com dados de trabalhos anteriores, exceto no trocador SLS, onde a resistência de incrustação foi considerada uma possível causa do erro.

Adaptou-se o modelo para incluir a resistência de incrustação, o que tornou os resultados mais consistentes com a literatura, evidenciando o impacto do tempo de uso no desempenho térmico. Aplicado ao trocador LCD reto, o modelo foi satisfatório, já que este trocador não apresentava incrustação.

Os trocadores LCD com geometrias complexas tiveram desempenho inferior ao esperado, devido a uma espessura de parede maior, que, combinada à baixa condutividade térmica do material, aumentou a resistência térmica. O desempenho superior do trocador LCD reto em relação ao SLS é justificado pela maior condutividade térmica da resina LCD.

Em suma, o estudo destaca a importância do material na eficiência térmica dos trocadores de calor, com o desempenho dos trocadores sendo proporcional à condutividade térmica dos materiais, comprovando a influência direta da seleção do material na transferência de calor.

### 6.1. MOTIVAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Este estudo investigou trocadores de calor poliméricos fabricados por duas técnicas distintas de manufatura aditiva, mas algumas geometrias específicas não puderam ser testadas devido a problemas de fabricação. Uma possível linha de pesquisa futura seria a reprodução dos protótipos que apresentaram falhas, seja utilizando a mesma tecnologia SLS ou outras técnicas de impressão 3D, visando melhorar a qualidade da impressão e garantir que os trocadores possam ser testados e comparados com os resultados obtidos no presente trabalho.

Observou-se que as geometrias dos trocadores complexos fabricados por LCD apresentaram um problema construtivo, com a distância entre os ramais sendo inadequada para otimizar o desempenho térmico em materiais com baixa condutividade térmica. Uma oportunidade importante para estudos futuros seria o aprimoramento do projeto e do dimensionamento desses protótipos, visando eliminar esse gargalo e testar a hipótese de que o aumento da área de contato pode resultar em uma maior taxa de transferência de calor.

Outro ponto que poderia ser investigado é a utilização de materiais com maior condutividade térmica na fabricação dos trocadores, atacando o problema da espessura da parede por outra ótica.

Além disso, a análise realizada neste estudo focou exclusivamente na avaliação térmica dos trocadores de calor. Uma possibilidade de expansão seria a realização de uma análise hidrodinâmica detalhada, explorando o impacto das geometrias complexas na perda de carga dos trocadores. Isso permitiria avaliar até que ponto o aumento na perda de carga pode justificar os ganhos em eficiência térmica proporcionados por geometrias mais elaboradas.

Finalmente, a substituição dos polímeros utilizados por materiais de maior condutividade térmica, como compósitos ou metais leves, poderia ampliar a aplicabilidade dos trocadores de calor fabricados por manufatura aditiva em condições industriais mais exigentes. A utilização de simulações numéricas, como a Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), seria útil para prever o comportamento térmico e hidrodinâmico de novas geometrias, otimizando os projetos futuros.

## REFERÊNCIAS

AHMADI, B.; BIGHAM, S. Performance Evaluation of hi-k Lung-inspired 3D-printed Polymer Heat Exchangers. **Applied Thermal Engineering**, v. 204, p. 117993, mar. 2022.

ARIE, M. A. et al. Experimental characterization of heat transfer in an additively manufactured polymer heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, v. 113, p. 575–584, fev. 2017.

BÁRTOLO, P. J. (ED.). **Stereolithography: Materials, Processes and Applications**. Boston, MA: Springer US, 2011.

BERGMAN, T. L.; INCROPERA, F. P. (EDS.). **Fundamentals of heat and mass transfer**. 7th ed ed. Hoboken, NJ: Wiley, 2011.

CASTELAIN, C. et al. Experimental study of the thermal performance of chaotic geometries for their use in PEM fuel cells. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 101, p. 181–192, mar. 2016.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Heat and mass transfer: fundamentals & applications**. Fifth edition ed. New York, NY: McGraw Hill Education, 2015.

CEVALLOS, J. G. et al. Polymer Heat Exchangers—History, Opportunities, and Challenges. **Heat Transfer Engineering**, v. 33, n. 13, p. 1075–1093, out. 2012.

DA SILVA, R. P. P. et al. Thermal and hydrodynamic analysis of a compact heat exchanger produced by additive manufacturing. **Applied Thermal Engineering**, v. 193, p. 116973, jul. 2021.

DA SILVA, R. P. P. et al. Discretized and experimental investigation of thermo-hydraulic behavior in a compact heat exchanger manufactured via SLM process. **Thermal Science and Engineering Progress**, v. 46, p. 102184, dez. 2023.

DEISENROTH, D. C. et al. **Review of Most Recent Progress on Development of Polymer Heat Exchangers for Thermal Management Applications**. Volume 3: Advanced Fabrication and Manufacturing; Emerging Technology Frontiers; Energy, Health and Water- Applications of Nano-, Micro- and Mini-Scale Devices; MEMS and NEMS; Technology Update Talks; Thermal Management Using Micro Channels, Jets, Sprays. **Anais...** Em: ASME 2015 INTERNATIONAL TECHNICAL CONFERENCE AND EXHIBITION ON PACKAGING AND INTEGRATION OF ELECTRONIC AND PHOTONIC MICROSYSTEMS COLLOCATED WITH THE ASME 2015 13TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON NANOCHANNELS, MICROCHANNELS, AND MINICHANNELS. San Francisco, California, USA: American Society of Mechanical Engineers, 6 jul. 2015. Disponível em: <<https://asmedigitalcollection.asme.org/InterPACK/proceedings/InterPACK2015/56901/San%20Francisco,%20California,%20USA/262774>>. Acesso em: 27 set. 2024

DEISENROTH, D. C. et al. Review of Heat Exchangers Enabled by Polymer and Polymer Composite Additive Manufacturing. **Heat Transfer Engineering**, v. 39, n. 19, p. 1648–1664, 26 nov. 2018.

GIBSON, I. **Additive manufacturing technologies**. 3rd edition ed. Cham: Springer, 2021.

GIBSON, I.; ROSEN, D. W.; STUCKER, B. **Additive manufacturing technologies: 3D printing, rapid prototyping and direct digital manufacturing**. Second edition ed. New York ; London: Springer, 2015.

GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels. **NASA STI/Recon Technical Report A**, v. 41, p. 8–16, 1 jan. 1975.

GÓMEZ ALÁEZ, S. L. et al. Evaluation of ORC modules performance adopting commercial plastic heat exchangers. **Applied Energy**, v. 154, p. 882–890, set. 2015.

GONÇALVES JUNIOR, A. A.; SOUSA, A. R. DE. **Fundamentos Da Metrologia Científica E Industrial**. [s.l.] Editora Manole, 2008.

GUO, Z.; WEI, S.; CHENG, X. A novel method to improve the performance of heat exchanger—Temperature fields coordination of fluids. **Chinese Science Bulletin**, v. 49, n. 1, p. 111–114, jan. 2004.

HAN, W.; KONG, L.; XU, M. Advances in selective laser sintering of polymers. **International Journal of Extreme Manufacturing**, v. 4, n. 4, p. 042002, 1 dez. 2022.

HEIN, L. L. Análise térmica de trocadores de calor compactos fabricados por impressão 3D. 2019. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Aeroespacial). Engenharias da Mobilidade, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2019.

HEIN, L. L.; MORTEAN, M. V. V. Theoretical and experimental thermal performance analysis of an additively manufactured polymer compact heat exchanger. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 124, p. 105237, maio 2021.

HESSELGREAIVES, J. E. **Compact heat exchangers: selection, design, and operation**. Second edition ed. Amsterdam: Elsevier/BH, 2017.

HUANG, Y. et al. Additive Manufacturing: Current State, Future Potential, Gaps and Needs, and Recommendations. **Journal of Manufacturing Science and Engineering**, v. 137, n. 1, p. 014001, 1 fev. 2015.

JACOBS, P. F. **Rapid prototyping & manufacturing: fundamentals of stereolithography**. 1. ed., 3. print ed. Dearborn, Mich: SME, 1992.

KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Second Edition**. 2nd ed ed. [s.l.] CRC Press, 2002.

KLEMES, J. J. et al. **Compact Heat Exchangers for Energy Transfer Intensification**. 0. ed. [s.l.] CRC Press, 2015.

KLUSKA, E.; GRUDA, P.; MAJCA-NOWAK, N. The Accuracy and the Printing Resolution Comparison of Different 3D Printing Technologies. **Transactions on Aerospace Research**, v. 2018, n. 3, p. 69–86, 1 set. 2018.

LASBET, Y. et al. Thermal and Hydrodynamic Performances of Chaotic Mini-Channel: Application to the Fuel Cell Cooling. **Heat Transfer Engineering**, v. 28, n. 8–9, p. 795–803, ago. 2007.

LEE, S.; MOTTAFEGH, A.; KIM, D.-P. Parameter investigation of an organic–inorganic hybrid resin for a 3D-printed microchannel heat exchanger. **Reaction Chemistry & Engineering**, v. 9, n. 8, p. 2089–2097, 2024.

LIU, R. H. et al. Passive mixing in a three-dimensional serpentine microchannel. **Journal of Microelectromechanical Systems**, v. 9, n. 2, p. 190–197, jun. 2000.

MELE, M.; CAMPANA, G. Advancing towards sustainability in liquid crystal display 3D printing via adaptive slicing. **Sustainable Production and Consumption**, v. 30, p. 488–505, mar. 2022.

MORTEAN, M. V. V. et al. Development of diffusion welded compact heat exchanger technology. **Applied Thermal Engineering**, v. 93, p. 995–1005, jan. 2016.

MORTEAN, M. V. V. **TROCADORES DE CALOR COMPACTOS SOLDADOS POR DIFUSÃO: FABRICAÇÃO E MODELAGEM**. [s.l.] Universidade Federal de Santa Catarina, 2017.

MORTEAN, M. V. V.; MANTELLI, M. B. H. Nusselt number correlation for compact heat exchangers in transition regimes. **Applied Thermal Engineering**, v. 151, p. 514–522, mar. 2019.

PARTHASARATHY, J. et al. Mechanical evaluation of porous titanium (Ti6Al4V) structures with electron beam melting (EBM). **Journal of the Mechanical Behavior of Biomedical Materials**, v. 3, n. 3, p. 249–259, abr. 2010.

PATEL, P. et al. Medical 3D Printing Using Desktop Inverted Vat Photopolymerization: Background, Clinical Applications, and Challenges. **Bioengineering**, v. 10, n. 7, p. 782, 30 jun. 2023.

PHAM, D. T.; DIMOV, S. S. **Rapid Manufacturing: The Technologies and Applications of Rapid Prototyping and Rapid Tooling**. London: Springer, 2001.

ROPER, C. S. et al. Scalable 3D Bicontinuous Fluid Networks: Polymer Heat Exchangers Toward Artificial Organs. **Advanced Materials**, v. 27, n. 15, p. 2479–2484, abr. 2015.

SARMIENTO, A. P. C.; MILANEZ, F. H.; MANTELLI, M. B. H. Theoretical models for compact printed circuit heat exchangers with straight semicircular channels. **Applied Thermal Engineering**, v. 184, p. 115435, fev. 2021.

SHAH, R. K.; LONDON, A. L. **Laminar flow forced convection in ducts: a source book for compact heat exchanger analytical data**. New York: Academic Press, 1978.

SHAH, R. K.; SEKULIĆ, D. P. **Fundamentals of heat exchanger design**. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2003.

SRIVATSAN, T. S.; SUDARSHAN, T. S. (EDS.). **Additive manufacturing: innovations, advances, and applications**. Boca Raton: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2016.

STANSBURY, J. W.; IDACAVAGE, M. J. 3D printing with polymers: Challenges among expanding options and opportunities. **Dental Materials**, v. 32, n. 1, p. 54–64, jan. 2016.

STEPHAN, K.; PREUSSER, P. Wärmeübergang und maximale Wärmestromdichte beim Behältersieden binärer und ternärer Flüssigkeitsgemische: Wärmeübergang und maximale Wärmestromdichte beim Behältersieden binärer und ternärer Flüssigkeitsgemische. **Chemie Ingenieur Technik**, v. 51, n. 1, p. 37–37, jan. 1979.

STROBEL, M.; MORTEAN, M. V. V. Pressure drop and fluid maldistribution analysis of a compact heat exchanger manufactured by 3D printing. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 172, p. 107331, fev. 2022a.

STROBEL, M.; MORTEAN, M. V. V. Pressure drop and fluid maldistribution analysis of a compact heat exchanger manufactured by 3D printing. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 172, p. 107331, fev. 2022b.

THOMAS, D. S.; GILBERT, S. W. **Costs and Cost Effectiveness of Additive Manufacturing**. [s.l.] National Institute of Standards and Technology, dez. 2014a. Disponível em: <<https://nvlpubs.nist.gov/nistpubs/SpecialPublications/NIST.SP.1176.pdf>>. Acesso em: 6 nov. 2024.

THOMAS, D. S.; GILBERT, S. W. **Costs and Cost Effectiveness of Additive Manufacturing**. [s.l.] National Institute of Standards and Technology, dez. 2014b. Disponível em: <<https://nvlpubs.nist.gov/nistpubs/SpecialPublications/NIST.SP.1176.pdf>>. Acesso em: 25 set. 2024.

THOMPSON, M. K. et al. Design for Additive Manufacturing: Trends, opportunities, considerations, and constraints. **CIRP Annals**, v. 65, n. 2, p. 737–760, 2016.

ZHU, Z. Freeform Optics for Achieving Collimated and Uniform Light Distribution in LCD-Type UV-Curable 3D Printing. **IEEE Photonics Journal**, v. 15, n. 4, p. 1–7, ago. 2023.

ZILIO, G. et al. Structural analysis of compact heat exchanger samples fabricated by additive manufacturing. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, v. 199, p. 104714, out. 2022.

ZILIO, G. et al. Optimization method for compact heat exchanger cores with circular channels. **Heat and Mass Transfer**, v. 60, n. 4, p. 557–571, abr. 2024a.

ZILIO, G. et al. Nusselt number analysis of printed circuit heat exchangers with straight and zigzag channels. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 107, p. 109395, jul. 2024b.

## APÊNDICE A – RESULTADOS TESTES SLS

Resultados experimentais teste T35

Teste	Re	$\dot{m}_h$ [l/s]	$\dot{m}_c$ [kg/s]	$T_{h,in}$ [°C]	$T_{h,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	$\Delta P_c$ [°C]	$P_h$ [bar]	$P_c$ [bar]	$\dot{q}_c$ [W]
T50 R1	4189	0,196	0,010	34,935	34,943	23,084	25,770	0,033	0,086	0,051	27,014
T50 R2	6703	0,196	0,016	34,875	34,876	23,222	25,329	0,083	0,085	0,106	33,042
T50 R3	9216	0,196	0,022	34,935	34,929	23,044	24,665	0,160	0,083	0,188	35,033
T50 R4	11730	0,196	0,028	34,914	34,899	22,622	23,940	0,270	0,083	0,311	37,533
T50 R5	14244	0,196	0,034	34,879	34,867	23,617	24,545	0,391	0,084	0,442	32,041
T50 R6	16757	0,196	0,041	35,049	35,019	21,351	22,318	0,527	0,084	0,597	39,916

Resultados experimentais teste T40

Teste	Re	$\dot{m}_h$ [l/s]	$\dot{m}_c$ [kg/s]	$T_{h,in}$ [°C]	$T_{h,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	$\Delta P_c$ [°C]	$P_h$ [bar]	$P_c$ [bar]	$\dot{q}_c$ [W]
T50 R1	4189	0,197	0,010	39,923	39,911	22,657	26,453	0,035	0,087	0,049	38,479
T50 R2	6703	0,197	0,016	39,878	39,854	22,477	25,419	0,093	0,087	0,114	47,902
T50 R3	9216	0,197	0,022	39,896	39,863	22,041	24,488	0,169	0,087	0,199	54,392
T50 R4	11730	0,196	0,028	39,742	39,700	21,574	23,659	0,258	0,087	0,297	57,639
T50 R5	14244	0,196	0,034	39,878	39,831	20,957	22,752	0,379	0,088	0,431	61,413
T50 R6	16757	0,196	0,041	39,896	39,841	20,485	22,014	0,516	0,087	0,585	62,392

Resultados experimentais teste T45

Teste	Re	$\dot{m}_h$ [l/s]	$\dot{m}_c$ [kg/s]	$T_{h,in}$ [°C]	$T_{h,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	$\Delta P_c$ [°C]	$P_h$ [bar]	$P_c$ [bar]	$\dot{q}_c$ [W]
T50 R1	4189	0,196	0,010	44,837	44,808	22,686	27,700	0,031	0,086	0,045	48,865
T50 R2	6703	0,196	0,016	44,615	44,577	22,439	26,324	0,087	0,087	0,106	60,721
T50 R3	9216	0,196	0,022	44,864	44,810	22,085	25,336	0,160	0,086	0,187	70,319
T50 R4	11730	0,196	0,028	44,872	44,809	21,686	24,389	0,267	0,087	0,305	77,094
T50 R5	14244	0,196	0,034	44,898	44,827	21,402	23,758	0,372	0,088	0,421	80,314
T50 R6	16757	0,196	0,040	44,391	44,316	21,901	23,798	0,507	0,089	0,571	76,276

## Resultados experimentais teste T50

Teste	Re	$\dot{m}_h$ [l/s]	$\dot{m}_c$ [kg/s]	$T_{h,in}$ [°C]	$T_{h,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	$\Delta P_c$ [°C]	$P_h$ [bar]	$P_c$ [bar]	$\dot{q}_c$ [W]
T50 R1	4189	0,199	0,010	49,868	49,831	24,521	30,082	0,035	0,090	0,050	57,450
T50 R2	6703	0,199	0,016	49,851	49,798	24,672	28,872	0,096	0,091	0,117	69,015
T50 R3	9216	0,198	0,022	49,834	49,771	24,650	28,031	0,177	0,091	0,208	75,836
T50 R4	11730	0,198	0,029	49,825	49,753	24,406	27,220	0,278	0,092	0,318	80,995
T50 R5	14244	0,198	0,034	49,834	49,754	23,724	26,175	0,388	0,093	0,438	83,853
T50 R6	16757	0,198	0,041	49,695	49,602	22,663	24,820	0,530	0,091	0,597	88,775

## Resultados experimentais teste T60

Teste	Re	$\dot{m}_h$ [l/s]	$\dot{m}_c$ [kg/s]	$T_{h,in}$ [°C]	$T_{h,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	$\Delta P_c$ [°C]	$P_h$ [bar]	$P_c$ [bar]	$\dot{q}_c$ [W]
T50 R1	4189	0,200	0,010	59,827	59,746	23,298	31,388	0,036	0,083	0,051	82,977
T50 R2	6703	0,200	0,016	59,813	59,708	23,156	29,461	0,093	0,083	0,114	102,740
T50 R3	9216	0,200	0,022	59,797	59,676	22,869	28,020	0,173	0,084	0,202	115,409
T50 R4	11730	0,200	0,028	59,762	59,629	22,399	26,800	0,267	0,084	0,307	123,544
T50 R5	14244	0,200	0,035	59,742	59,595	21,576	25,363	0,393	0,085	0,445	131,362
T50 R6	16757	0,200	0,041	59,787	59,628	20,930	24,293	0,517	0,084	0,582	137,277

## APÊNDICE B – RESULTADOS TESTES LCD

### Resultados experimentais Reto T5

Teste	Re	$\dot{m}_h$ [l/s]	$\dot{m}_c$ [kg/s]	$T_{h,in}$ [°C]	$T_{h,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	$\Delta P_c$ [°C]	$P_h$ [bar]	$P_c$ [bar]	$\dot{q}_c$ [W]
T5 R1	4184	0,197	0,010	33,108	27,350	6,293	6,297	0,012	0,090	0,012	60,023
T5 R2	6305	0,197	0,016	33,566	28,738	6,348	6,338	0,037	0,090	0,044	76,038
T5 R3	8142	0,197	0,020	34,202	29,877	6,388	6,369	0,066	0,091	0,082	88,156
T5 R4	10254	0,196	0,026	34,585	30,689	6,363	6,342	0,107	0,090	0,136	100,175
T5 R5	12122	0,196	0,030	34,697	31,101	6,361	6,338	0,152	0,091	0,194	109,380
T5 R6	14000	0,196	0,035	34,569	31,213	6,372	6,347	0,201	0,091	0,257	117,922
T5 R7	16336	0,197	0,041	34,191	31,075	6,387	6,362	0,268	0,091	0,345	127,686
T5 R8	18406	0,197	0,046	33,368	30,463	6,411	6,382	0,333	0,090	0,431	133,891
T5 R9	20035	0,197	0,050	32,018	29,287	6,452	6,425	0,384	0,090	0,499	136,607

### Resultados experimentais Reto T10

Teste	Re	$\dot{m}_h$ [l/s]	$\dot{m}_c$ [kg/s]	$T_{h,in}$ [°C]	$T_{h,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	$\Delta P_c$ [°C]	$P_h$ [bar]	$P_c$ [bar]	$\dot{q}_c$ [W]
T10 R1	3899	0,200	0,010	30,042	25,532	9,100	9,111	0,009	0,092	0,008	43,555
T10 R2	5687	0,200	0,014	30,771	26,892	9,136	9,138	0,028	0,093	0,034	54,765
T10 R3	8476	0,200	0,021	31,547	28,237	9,170	9,162	0,070	0,092	0,088	69,849
T10 R4	10348	0,200	0,026	32,359	29,288	9,166	9,154	0,106	0,092	0,136	79,299
T10 R5	12308	0,200	0,031	32,885	30,021	9,169	9,154	0,153	0,092	0,196	88,122
T10 R6	14184	0,200	0,035	33,188	30,489	9,174	9,155	0,204	0,092	0,261	95,784
T10 R7	16410	0,200	0,041	33,194	30,664	9,179	9,160	0,269	0,093	0,348	103,941
T10 R8	18652	0,200	0,046	32,586	30,218	9,181	9,160	0,340	0,093	0,443	110,469
T10 R9	19676	0,200	0,049	31,797	29,522	9,175	9,156	0,377	0,093	0,490	111,730

## Resultados experimentais Vshape T5

Teste	Re	$\dot{m}_h$ [l/s]	$\dot{m}_c$ [kg/s]	$T_{h,in}$ [°C]	$T_{h,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	$\Delta P_c$ [°C]	$P_h$ [bar]	$P_c$ [bar]	$\dot{q}_c$ [W]
T5 V1	4593	0,200	0,011	31,383	27,965	5,387	5,384	0,027	0,026	0,084	36,105
T5 V2	6581	0,200	0,015	31,978	29,272	5,379	5,374	0,058	0,063	0,085	40,959
T5 V3	9032	0,200	0,021	32,494	30,297	5,375	5,369	0,114	0,129	0,084	45,620
T5 V4	10956	0,200	0,025	33,126	31,155	5,381	5,375	0,165	0,189	0,084	49,647
T5 V5	12922	0,200	0,030	33,428	31,622	5,375	5,371	0,226	0,262	0,085	53,661
T5 V6	15393	0,200	0,035	33,434	31,764	5,401	5,395	0,306	0,360	0,085	59,085
T5 V7	17463	0,200	0,040	33,021	31,436	5,420	5,416	0,381	0,451	0,084	63,641
T5 R8	19557	0,200	0,045	30,803	29,347	5,452	5,453	0,459	0,548	0,084	65,491
T5 R9	21923	0,200	0,050	29,530	28,128	5,430	5,433	0,546	0,658	0,084	70,668

## Resultados experimentais Vshape T10

Teste	Re	$\dot{m}_h$ [l/s]	$\dot{m}_c$ [kg/s]	$T_{h,in}$ [°C]	$T_{h,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	$\Delta P_c$ [°C]	$P_h$ [bar]	$P_c$ [bar]	$\dot{q}_c$ [W]
T10 V1	7702	0,197	0,011	31,801	29,105	10,086	10,113	0,036	0,078	0,035	28,421
T10 V2	10966	0,197	0,015	32,356	30,214	10,073	10,095	0,069	0,078	0,073	32,150
T10 V3	14434	0,197	0,020	32,977	31,215	10,102	10,126	0,114	0,078	0,126	34,796
T10 V4	18397	0,196	0,025	33,842	32,306	10,135	10,163	0,177	0,078	0,200	38,672
T10 V5	22100	0,196	0,030	34,421	33,017	10,142	10,165	0,242	0,078	0,278	42,464
T10 V6	26062	0,196	0,036	34,914	33,590	10,136	10,155	0,322	0,078	0,374	47,210
T10 V7	29703	0,197	0,041	35,196	33,921	10,154	10,174	0,400	0,077	0,470	51,832
T10 R8	33601	0,200	0,046	35,378	34,110	10,131	10,151	0,489	0,078	0,580	58,317
T10 R9	36414	0,200	0,050	35,196	33,927	10,146	10,165	0,559	0,078	0,669	63,279

## Resultados experimentais Honeycomb T5

Teste	Re	$\dot{m}_h$ [l/s]	$\dot{m}_c$ [kg/s]	$T_{h,in}$ [°C]	$T_{h,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	$\Delta P_c$ [°C]	$P_h$ [bar]	$P_c$ [bar]	$\dot{q}_c$ [W]
T5 H1	9194	0,200	0,011	32,260	29,719	5,498	5,504	0,217	0,157	0,211	29,104
T5 H2	12300	0,200	0,015	32,162	30,155	5,526	5,531	0,373	0,158	0,371	30,838
T5 H3	16647	0,200	0,021	32,204	30,576	5,621	5,623	0,636	0,157	0,641	33,929
T5 H4	20679	0,200	0,026	32,617	31,081	5,577	5,581	0,925	0,157	0,940	39,819
T5 H5	23223	0,200	0,029	33,231	31,671	5,525	5,530	1,114	0,157	1,136	45,461
T5 H6	28448	0,200	0,036	34,072	32,448	5,499	5,502	1,520	0,157	1,560	57,951
T5 H7	32068	0,200	0,040	34,931	33,214	5,461	5,464	1,801	0,157	1,861	69,060
T5 H8	37501	0,200	0,047	36,249	34,383	5,453	5,450	2,243	0,157	2,328	87,625
T5 H9	25197	0,200	0,031	37,396	35,564	5,471	5,469	1,259	0,157	1,300	94,380

## Resultados experimentais Honeycomb T10

Teste	Re	$\dot{m}_h$ [l/s]	$\dot{m}_c$ [kg/s]	$T_{h,in}$ [°C]	$T_{h,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	$\Delta P_c$ [°C]	$P_h$ [bar]	$P_c$ [bar]	$\dot{q}_c$ [W]
T10 H1	7786	0,200	0,010	32,238	29,872	11,061	11,066	0,163	0,158	0,160	22,952
T10 H2	12433	0,200	0,015	32,614	30,763	10,575	10,582	0,392	0,157	0,393	28,735
T10 H3	17373	0,200	0,022	32,111	30,886	10,316	10,321	0,682	0,157	0,692	26,631
T10 H4	19532	0,200	0,024	32,440	31,024	10,237	10,245	0,848	0,157	0,864	34,685
T10 H5	24827	0,200	0,031	33,270	31,771	10,196	10,201	1,246	0,157	1,277	46,699
T10 H6	28606	0,200	0,036	36,003	34,264	10,174	10,175	1,552	0,157	1,596	62,418
T10 H7	33044	0,200	0,041	38,228	36,364	10,191	10,190	1,927	0,157	1,992	77,269
T10 H8	37406	0,200	0,047	41,998	39,945	10,295	10,286	2,305	0,157	2,394	96,143
T10 H9	40088	0,200	0,050	40,631	38,673	10,248	10,240	2,491	0,157	2,593	98,028

## APÊNDICE C – CÓDIGO MODELO

```

from lib import *
import math
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt
import cantera as ct
import pandas as pd

#kp = 0.1355 #Condutividade térmica da parede W/mK
kp = 0.2
#Definição dos parametros do trocador: Reto
dh = 2e-3 #m => diametro efetivo do canal
dc = 2e-3 #m
p = 4e-3 #m
pc = p
ph = p
L = 64e-3 #m
lh = 48e-3 #m
lc = 48e-3
W = 64e-3 #m
H = 72.5e-3 #m
N = 7 #Camadas, igual para hot e cold
Nc = N
Nh = N
n = 12 #Canais por camada
n_canais = n*N #Canais, para ambos os lados
t = 4e-3 #m Passo
w = 0.5e-3 #m Distancia entre camadas
trocador1 = heatexchanger(dh, lh, n_canais, dc, lc, n_canais, p, p, H, L, W, w) #trocador Reto
area_troca = trocador1.area_exchange_c()
Ast_c = np.pi*(trocador1.get_dc()**2)/4 #Area da seção transversal de um canal
Ast_h = np.pi*(trocador1.get_dh()**2)/4

```

```
echute = 0.8 #Chute inicial
```

```
#Dados de pressão e temperatura de cada entrada
```

```
# ATENÇÃO!! Quando trocar de T5 e T10 para T50, nao esqueça de trocar quem e o hot e cold na busca dos dados!! #
```

```
arquivo_excel = 'Reto - T10.xlsx'
```

```
dados = pd.read_excel(arquivo_excel) #Exclui a linha dos cabeçalho
```

```
mhot = dados.iloc[:, 9].tolist()
```

```
mcold = dados.iloc[:, 18].tolist()
```

```
Thin = dados.iloc[:, 3].tolist()
```

```
Tcin = dados.iloc[:, 0].tolist()
```

```
Phin = dados.iloc[:, 7].tolist() #Pa => medicao manometrica em PSI transformando para absoluta em Pa
```

```
Pcin = dados.iloc[:, 6].tolist() #Pa
```

```
Rfouling = 0.0411984384563838 #Calculado baseado nos dados experimentais de T60
```

```
Rtot1 = np.zeros(len(mcold))
```

```
q1 = np.zeros(len(mcold))
```

```
eft = np.zeros(len(mcold))
```

```
Re1 = np.zeros(len(mcold))
```

```
Re2 = np.zeros(len(mcold))
```

```
muhot = np.zeros(len(mcold))
```

```
for i in range(0,len(mcold)):
```

```
    e1 = echute
```

```
    flagfinal = 0
```

```
    while(flagfinal == 0):
```

```
        #Thi = 34.94008412 #Em graus
```

```
        #Tci = 23.10135945 #Em graus
```

```
        Thi = Thin[i]
```

```
        Tci = Tcin[i]
```

```
Pci = Pcin[i] * 6894.76 + 101325
Phi = Phin[i] * 6894.76 + 101325
```

```
#Propriedades ar => hot
air = ct.Solution('air.yaml')
air.TP = (Thi+273), Phi
rhoH = air.density
cph = air.cp
muh = air.viscosity
kh = air.thermal_conductivity
Prh = muh * cph / kh
nuh = muh / rhoH
```

```
#Propriedades agua => Cold
water = ct.Water()
water.TP = (Tci+273), Pci
rhoC = water.density
cpc = water.cp
muc = water.viscosity
kc = water.thermal_conductivity
Prc = muc * cpc / kc
nuc = muc / rhoC
```

```
#Definir Reynolds pelas vazões
mh = mhot [i]
Reh = nRe(mh,trocador1.get_dh(), Ast_h, muh) / trocador1.get_ch_h()

mc = mcold[i]
Re = nRe(mc, trocador1.get_dc(), Ast_c, muc) / trocador1.get_ch_c()
Re1[i] = Re
```

```
#Areas de troca de um canal
A_troca_chh = trocador1.area_exchange_h() / trocador1.get_ch_h()
A_trocac_chc = trocador1.area_exchange_c() / trocador1.get_ch_c()
```

```

#Calculo das capacitancias
Ch = C(mh,cph)
Cc = C(mc,cpc)
#Definir qual sera o ramal Cmin
if (Cc < Ch):
    Cmin = Cc
    Cmax = Ch
else:
    Cmin = Ch
    Cmax = Cc
#Calculo das temperaturas de saida
Tho = To_h(e1, Cmin, Ch, Thi, Tci)
Tco = To_c(e1, Cmin, Cc, Thi, Tci)
#Temperatura media
Thm = (Tho+Thi) / 2
Tcm = (Tco+Tci) / 2

#Recalcula todas as propriedades para a temperatura média
#Propriedades ar => hot
air = ct.Solution('air.yaml')
air.TP = (Thm+273), Phi
rho_h = air.density
cph = air.cp
mu_h = air.viscosity
kh = air.thermal_conductivity
Pr_h = mu_h * cph / kh
nu_h = mu_h / rho_h
mu_hot[i] = mu_h

#Propriedades agua => Cold
water = ct.Water()
water.TP = (Tcm+273), Pci
rho_c = water.density

```

```

cpc = water.cpc
muc = water.viscosity
kc = water.thermal_conductivity
Prc = muc * cpc / kc
nuc = muc / rhoc
#Recalculando baseado nas propriedades recalculadas

mh = mhot[i]
Reh = nRe(mh, trocador1.get_dh(), Ast_h, muh) / trocador1.get_ch_h()
Re2[i] = Reh
mc = mcold[i]
Re = nRe(mc, trocador1.get_dc(), Ast_c, muc) / trocador1.get_ch_c()
Re1[i] = Re

#Calculo dos comprimentos adimensionais: saber em qual estado está
lth_h = lth(trocador1.get_dh(), trocador1.get_lh(), Reh, Prh)
lth_c = lth(trocador1.get_dc(), trocador1.get_lc(), Re, Prc)
lhd_h = ldy(trocador1.get_dh(), trocador1.get_lh(), Reh)
lhd_c = ldy(trocador1.get_dc(), trocador1.get_lc(), Re)
#Termico referencia
zth_1_h = Zth_1(Reh, Prh, trocador1.get_dh())
zth_1_c = Zth_1(Re, Prc, trocador1.get_dc())
#Hidrodinamico referencia
zdhh_1 = Zdh_1(Reh,trocador1.get_dh())
zdhc_1 = Zdh_1(Re,trocador1.get_dc())

#Calculo do Nusselt de cada um dos ramais

#Laminar totalmete desenvolvido
if(Re < 1800 and lth_c > zth_1_c and lhd_c > zdhc_1):
    Nuc = 4.364
if(Reh < 1800 and lth_h > zth_1_h and lhd_h > zdhh_1):
    Nuh = 4.364

```

```

#Laminar Ambas em desenvolvimento
if(Re < 1800 and lth_c < zth_1_c and lhd_c < zdhc_1):
    Nuc = Nu_lam(Prc, Re, trocador1.get_dc(), trocador1.get_lc(), lth_c)
if(Reh < 1800 and lth_h < zth_1_h and lhd_h < zdhh_1):
    Nuh = Nu_lam(Prh, Reh, trocador1.get_dh(), trocador1.get_lh(), lth_h)

#Laminar Hidro totalmente desenvolvido e termico em desenvolvimento lth > 0.03
if(Re < 1800 and lth_c <= 0.03 and lhd_c > zdhc_1):
    Nuc = Nu_lhd(Re, Prc, trocador1.get_dc(), trocador1.get_lc())
if(Reh < 1800 and lth_h <= 0.03 and lhd_h > zdhh_1):
    Nuh = Nu_lhd(Reh, Prh, trocador1.get_dh(), trocador1.get_lh())

#Laminar Hidro totalmente desenvolvido e termico em desenvolvimento lth > 0.03
if(Re < 1800 and lth_c >= 0.03 and lhd_c > zdhc_1):
    Nuc = Nu_lhd2(Re, Prc, trocador1.get_dc(), trocador1.get_lc())
if(Reh < 1800 and lth_h >= 0.03 and lhd_h > zdhh_1):
    Nuh = Nu_lhd2(Reh, Prh, trocador1.get_dh(), trocador1.get_lh())

#Transição/turbulento totalmente desenvolvido
if(Re >= 1800 and Re < 4000):
    f = friction_factor(Re)
    Nuc = Nu_transicao(lth_c, Re, f, Prc, trocador1.get_dc(), trocador1.get_lc())
if(Reh >= 1800 and Reh < 4000):
    f = friction_factor(Reh)
    Nuh = Nu_transicao(lth_h, Reh, f, Prh, trocador1.get_dh(), trocador1.get_lh())

#Turbulento, completamente desenvolvido e liso
if(Re >= 4000):
    f = friction_factor(Re)
    #Nuc = Nu_gnieliski(f, Re, Prc)
    Nuc = Nu_gnie2(f, Re, Prc, trocador1.get_dc(), trocador1.get_lc()) #Leva em
consideração D/L => Validação dados Hein
if(Reh >= 4000):
    f = friction_factor(Reh)

```

```
#Nuh = Nu_gnielisnki(f, Reh, Prh)
Nuh = Nu_gnie2(f,Reh,Prh,trocador1.get_dh(), trocador1.get_lh()) #Leva em
consideração D/L => Validação dados Hein
```

```
#Calculo do h de cada um dos ramais pelo Nusselt:
```

```
hc = h(Nuc, kc, trocador1.get_dc())
```

```
hh = h(Nuh, kh, trocador1.get_dh())
```

```
#Calculo parametros de aleta: Aproximação para aleta quadrada
```

```
Jc = 2 * (trocador1.get_lc() + (pc-trocador1.get_dc()/2)) #Perimetro
```

```
Jh = 2 * (trocador1.get_lh() + (ph-trocador1.get_dh()/2))
```

```
Astc = trocador1.get_lc()*(pc-trocador1.get_dc()) / 2 #Area St aleta
```

```
Asth = trocador1.get_lh()*(ph-trocador1.get_dh()) / 2
```

```
Aac = trocador1.get_dc()*trocador1.get_lc() / 2 #Area de troca aleta
```

```
Aah = trocador1.get_dh()*trocador1.get_lh() / 2
```

```
Atotc = trocador1.get_dc()*np.pi*trocador1.get_lc()/2 #Area total de troca aleta
```

```
Atoth = trocador1.get_dh()*np.pi*trocador1.get_lh()/2
```

```
etac = eta0(hc , Jc, kp, Astc, trocador1.get_dc(), Aac, Atotc) #Eficiencia de aleta
```

```
etah = eta0(hh , Jh, kp, Asth, trocador1.get_dh(), Aah, Atoth)
```

```
Ap = trocador1.get_lc()*trocador1.get_lh()*(Nh + Nc + 1) #Area de parede
```

```
#Calculo da UA:
```

```
Rtotal = Rt(etac, etah, hc, trocador1.area_exchange_c(), hh, trocador1.area_exchange_h(),
w, kp, Ap) #Resistencia sem fouling
```

```
#Rtotal = Rtotal + 2*Rfouling #Resistencia total com fouling
```

```
UA = 1/Rtotal
```

```
#Calculo NUT, efetividade e taxa
```

```
NTU = NUT(UA,Cmin)
```

```

Cr = Cmin / Cmax
#e = ef(Cr, NTU)
e = e_C0(NTU)
q = q_e(e, Cmin, Thi, Tci) #Taxa baseada na efetividade
qh = mh*cph*(Thi-Tho) #Taxa hot
qc = mc*cpc*(Tco-Tci) #Taxa cold
dif = e-e1 #diferença para iteração
#Recebe e da iteração anterior para convergencia
e1 = e
#Testando diferença para parar o loop
if(dif < 0.001 and dif > -0.001): #Aplicado a definição de modulo
    flagfinal = 1 #Para o while
#    Reh = nRe(mh, trocador1.get_dh(), Ast_h, muh) / trocador1.get_ch_h()
#print(f"MU hot = {muh} ----- Mu cold = {muc}")
#print(f"M ponto hot {mh}')
#print(f"Diametro = {trocador1.get_dh()}')
#print(f"Area st {Ast_h}')
#print(f"Reynolds {Reh}")
#print(f"Taxa iteração {i+1}: {q}')
#print(f"Taxa hot = {qh} ----- Taxa cold = {qc}')
q1[i] = q
#Rtot1[i] = Rtotal

#Salvar os dados de taxa e Reynolds em um txt
taxa = np.array(q1)
Reynolds = np.array(Re2)
data = np.column_stack((Reynolds, taxa))
np.savetxt("modeloT10New2.txt", data)

Muhot = np.array(muhot)
#np.savetxt("muArT5.txt", Muhot)

#Rtotal = np.array(Rtot1)
#print(f"{Rtotal}')

```

```
#data2 = np.column_stack((Rtotal))  
#np.savetxt("Rtot.txt", data2)
```

## APÊNDICE D – INCERTEZA EXPERIMENTAL

Toda medição experimental, independentemente da precisão instrumental ou metodológica, apresenta um grau de incerteza. Conforme Gonçalves Junior e Sousa (2008), a incerteza, inerente ao processo de medição, representa a faixa de valores onde o valor verdadeiro da grandeza medida provavelmente se encontra. Decorrente de fatores como resolução instrumental, variabilidade ambiental e interação sistema-objeto, a incerteza, diferente de um erro, quantifica a confiabilidade da medição.

As incertezas em medições experimentais classificam-se em aleatórias, ou de repetibilidade, que causam variações nos resultados mesmo sob condições controladas, e sistemáticas, que deslocam as medições em uma direção específica.

A incerteza padrão de repetibilidade,  $u_{re}$ , pode ser estimada com base nos dados coletados de cada teste, pela equação (37):

$$u_{re} = u / \sqrt{n} \quad (37)$$

Onde  $u$  é o desvio padrão da amostra e  $n$  o número de amostras coletadas.

Já a incerteza sistemática,  $u_{sis}$ , é calculada utilizando a incerteza dos sensores de medição, fornecido pelo fabricante de cada instrumento. A Tabela 18 demonstra quais métodos serão utilizados para quais sensores:

Tabela 18: Incerteza na medição dos sensores

Sensor Pt100 [°C]	Sensor de vazão eletromagnético [kg/s]	Sensor de vazão Coriolis [kg/s]
$u(T) = 0,15 + 0,002T$	$u(\dot{m}) = 0,25\%$ da medição	$u(\dot{m}) = 0,03\%$ da medição

Fonte: Autor

Assim, a incerteza combinada é dada pela relação:

$$u_c = \sqrt{u_{re}^2 + u_{sis}^2} \quad (38)$$

Se duas ou mais grandezas são correlacionadas por uma expressão, a propagação de incertezas pode ser realizada por métodos como o da derivada. Este utiliza derivadas parciais da função de cálculo em relação a cada grandeza, considerando suas incertezas individuais e a correlação entre elas (Gonçalves Junior; Sousa, 2008).

Sendo  $G$  determinada por uma medição indireta, onde  $G = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$  e  $u(x_i)$  é a incerteza na medição  $x_i$ , a incerteza combinada de  $G$  é definida como:

$$u^2(G) = \left(\frac{\partial f}{\partial x_1} u(x_1)\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2} u(x_2)\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n} u(x_n)\right)^2 \quad (39)$$

Dado que a taxa de transferência de calor pode ser expressa pela equação:

$$\dot{q} = \dot{m}c_p\Delta T \quad (40)$$

Tem-se que:

$$u(\dot{q}) = \dot{q} \sqrt{\left(\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{u(T_{out})}{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{u(T_{in})}{\Delta T}\right)^2} \quad (41)$$

Uma vez que se considera o calor específico a pressão constante uma variável independente das temperaturas e constante na presente análise.