

**UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS - UNISINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
NÍVEL MESTRADO**

GUILHERME FRAGA

**RESFRIAMENTO DE PLACAS POR FLUIDOS ATRAVÉS DE CANAIS INTERNOS
– ANÁLISE DA CONFIGURAÇÃO E DESIGN CONSTRUTAL**

**São Leopoldo
2022**

GUILHERME FRAGA

**RESFRIAMENTO DE PLACAS POR FLUIDOS ATRAVÉS DE CANAIS INTERNOS
– ANÁLISE DA CONFIGURAÇÃO E DESIGN CONSTRUTAL**

Dissertação apresentada como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS).

Orientadora: Prof.^a Dra. Flávia Schwarz Franceschini Zinani

São Leopoldo

2022

F811r Fraga, Guilherme.
Resfriamento de placas por fluidos através de canais
internos – análise da configuração e design construtal /
Guilherme Fraga. – 2022.
71 f. : il. ; 30 cm.

Dissertação (mestrado) – Universidade do Vale do Rio dos
Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica,
2022.

“Orientadora: Prof.^a Dra. Flávia Schwarz Franceschini
Zinani.”

1. Resfriamento de sólidos. 2. Teoria construtal. 3. Canais
de resfriamento. 4. Simulação numérica. I. Título.

CDU 621

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
(Bibliotecária: Amanda Schuster – CRB 10/2517)

AGRADECIMENTOS À CAPES

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001.

RESUMO

A tecnologia de placas vascularizadas é umas das mais promissoras no campo das ciências térmicas e vem ganhando notoriedade pelo seu desempenho em aplicações voltadas ao arrefecimento e à refrigeração. O uso de tubos internos em forma de árvore, tubos paralelos e serpentinas são exemplos de abordagens encontradas utilizando este método de resfriamento de sólidos. O objetivo deste trabalho foi o desenvolvimento de uma configuração de tubo interno de alto desempenho, com base nos princípios da Teoria Construtal, com formato quadrado com uma reentrada central, que alcançasse tanto as extremidades, quanto o centro da placa. O material do sólido é inspirado em um substrato preenchedor de lacunas utilizado na indústria eletroeletrônica e o fluido de arrefecimento é a água. O sistema físico foi modelado computacionalmente como um domínio tridimensional, onde são válidas as equações de balanço de massa, quantidade de movimento e energia para um fluido newtoniano em regime laminar permanente. O Método Design Construtal foi empregado para definir o sistema, graus de liberdade, restrições, bem como o método de avaliação do sistema, conforme sua configuração é modificada com o objetivo de atingir o melhor desempenho térmico. Para a análise dos efeitos dos graus de liberdade e a busca das melhores configurações, foi empregado o método de superfície de resposta. Com a variação de três graus de liberdade, foram avaliados sistemas sujeitos a duas vazões de escoamento, caracterizando números de Reynolds de 100 e 1000. As configurações propostas foram resolvidas numericamente por fluidodinâmica computacional. Observou-se que o parâmetro que possui maior interferência no desempenho do sistema é o comprimento da tubulação na direção longitudinal, responsável por dar formas desde achatadas, com tubulação centrada ao centro do sólido, até formas quadráticas, onde a tubulação se estende até as extremidades do corpo aquecido. Os resultados obtidos permitiram a determinação de geometrias com ganhos de desempenho de até 44% dentre os casos simulados para Reynolds igual a 1000 e 7% para Reynolds igual a 100, seguindo as tendências projetadas pelos mapas de contorno de temperatura obtidos a partir do método de superfície de resposta adotado.

Palavras-chave: Resfriamento de sólidos; Teoria Construtal; Canais de resfriamento; Simulação Numérica.

ABSTRACT

Vascularized plaque technology is one of the most promising in the field of thermal sciences and has been gaining notoriety for its performance in cooling and refrigeration applications. The use of tree-shaped inner tubes, parallel tubes and coils are examples of approaches found using this method of cooling solids. The objective of this work was the development of a high-performance inner tube configuration, based on the principles of Construtal Theory, with a square shape with a central reentry, which reached both the ends and the center of the plate. The solid's material is inspired by a gap-filling substrate used in the electronics industry and the cooling fluid is water. The physical system was computationally modeled as a three-dimensional domain, where the equations of mass balance, momentum and energy are valid for a Newtonian fluid in permanent laminar regime. The Construtal Design Method was used to define the system, degrees of freedom, constraints, as well as the evaluation method of the system, as its configuration is modified to achieve the best thermal performance. For the analysis of the effects of the degrees of freedom and the search for the best configurations, the response surface method was used. With a variation of three degrees of freedom, systems subject to two flow rates were evaluated, featuring Reynolds numbers of 100 and 1000. The proposed configurations were numerically solved by computational fluid dynamics. It was observed that the parameter that has the greatest interference in the performance of the system is the length of the pipe in the longitudinal direction, responsible for giving shapes from flattened, with the pipe centered at the center of the solid, to quadratic shapes, where the pipe extends to the ends of the warm body. The results obtained allowed the determination of geometries with performance gains of up to 44% among the simulated cases for Reynolds equal to 1000 and 7% for Reynolds equal to 100, following the trends projected by the temperature contour maps obtained from the method of adopted response surface.

Keywords: Cooling; Constructal Theory; Embedded Tubes; Flat Plate; Numerical Simulation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Aleta em forma de “T” para dissipação de calor em tubulação com fluido aquecido.....	16
Figura 2 - Designs estudados por Rocha et al. (2014). (a) Geometria dendrítica. (b) Geometria radial. Fonte: Rocha et al. (2014).	16
Figura 3 - Designs avaliados por Kim et al. (2007). a) escoamento de fluido de arrefecimento através de canais paralelos que cortam o corpo. b) escoamento de fluido de arrefecimento através de uma matriz de canais cilíndricos equidistantes. .	21
Figura 4 - Modelo de parede trocadora de calor com tubulação encapsulada.	22
Figura 5 - Modelo de parede trocadora de calor com poros formados por canais cilíndricos.	23
Figura 6 - Bloco sólido com serpentina interna estudado por Almerbati et al. (2018).	24
Figura 7- Geometrias estudadas por Samal et al. (2019).....	25
Figura 8 - Queda de pressão do escoamento em função do número de Reynolds...27	
Figura 9 - Conjunto proposto por Siddiqui et al. (2012) para resfriamento de módulo solar fotovoltaico.	27
Figura 10 - Contornos de temperatura para módulo solar fotovoltaico simples e com arrefecimento.	28
Figura 11– Designs propostos por Yenigun et al. (2016-b). (a) Tubos paralelos. (b) Design em árvore. (c) Design híbrido.....	29
Figura 12 - Contornos de temperatura obtidos para os modelos práticos e numéricos de Yenigun et al. (2016-b). (a) Tubos paralelos. (b) Design em árvore. (c) Design híbrido.	30
Figura 13 - Passos desenvolvidos para o método de otimização proposto.....	31
Figura 14 - Modelo geométrico do conjunto avaliado. (a) Vista frontal do modelo. (b) Vista isométrica do modelo, de espessura y . (c) Superfícies adiabáticas destacadas em azul (laterais e fundo). (d) Superfície com incidência de calor, destacada em vermelho (superfície superior).....	32
Figura 15 - Malha computacional utilizada para resolução do modelo estudado.	38
Figura 16 – Detalhe da malha computacional próximo à parede do tubo e para seu interior. Fonte: elaborado pelo autor.	38
Figura 17 – Mapa de simulações para $L1 = 0,10$	39

Figura 18 – Mapa de simulações para $L1 = 0,15$	40
Figura 19 – Mapa de simulações para $L1 = 0,20$	40
Figura 20 - Mapas de temperatura do plano médio de alguns dos designs simulados com $Re = 1000$	47
Figura 21- Mapas de temperatura de variados designs com $Re = 1000$ obtidos para: a) design de tubulação centralizada, com comprimento $L2$ reduzido; b) design de tubulação ótimo obtido para o sistema; c) design de tubulação achatada, com parâmetro $L2$ maximizado, que apresentou pior desempenho entre os casos avaliados.	49
Figura 22 – Resultados obtidos por Samal et. al (2019) para diferentes geometrias analisadas para $Re = 1996$	51
Figura 23 - Curva de relação entre resposta da simulação (pontos) e resposta do modelo estatístico (linha).	53
Figura 24 - Contornos de diferentes graus de liberdade.	54
Figura 25 – Contornos de temperatura adimensional tridimensional.	55
Figura 26 – Geometria de melhor desempenho térmico para escoamento de fluido de resfriamento com Reynolds igual a 1000.	Erro! Indicador não definido.
Figura 27 - Mapas de temperatura do plano médio de alguns dos designs simulados com $Re = 100$	57
Figura 28 - Mapas de temperatura de variados designs com $Re = 100$ obtidos para: a) design de tubulação centralizada; b) design de tubulação ótimo obtido para o sistema; c) design com pior desempenho entre os casos avaliados.	59
Figura 29 - Curva de relação entre resposta da simulação (pontos) e resposta do modelo estatístico (linha).	61
Figura 30 - Gráfico de contornos para diferentes graus de liberdade.	62
Figura 31 – Contornos de temperatura adimensional tridimensional.	63
Figura 32 - Geometria de melhor desempenho térmico para escoamento de fluido de resfriamento com Reynolds igual a 100.	64

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Equações gerais desenvolvidas por Kim et al. (2007) para os designs propostos pelos pesquisadores.....	21
Quadro 2- Descrição matemática dos comprimentos relevantes para o desenvolvimento do modelo numérico.	33
Quadro 3 – Resultados para o teste de convergência de malha do modelo numérico desenvolvido.	37
Quadro 4 – Designs simulados.	41
Quadro 5 – Comparação da temperatura adimensional entre o presente estudo e artigos referência.....	45
Quadro 6 – Resultados obtidos para todos os designs testados com escoamento definido com $Re = 1000$	50
Quadro 7 – Resultados obtidos para todos os designs testados com escoamento definido com $Re = 100$	60

LISTA DE SÍMBOLOS

ρ	Massa específica	[kg/m ³]
φ	Razão entre o volume total da tubulação e o volume total do bloco	[-]
μ	viscosidade dinâmica	[Ns/m ²]
∇	Gradiente	[-]
ΔT	Variação de temperatura	[K]
ΔT_{scale}	variação de temperatura no processo de condução	[K]
Δx	Variação de comprimento	[m]
A	Área de seção transversal	[m ²]
A_s	Área superficial	[m ²]
C_p	Calor específico	[J/kgK]
d	Diâmetro adimensional da tubulação	[-]
D	diâmetro característico do tubo	[m]
e	Espaçamento entre entrada e saída do tubo	[-]
h	coeficiente de transferência de calor	[W/(m ² K)]
k	condutividade térmica	[W/mK]
K	Kelvin	[K]
L	lado adimensional da placa	[-]
$L1$	comprimento adimensional da tubulação	[-]
$L2$	comprimento adimensional da tubulação	[-]
$L3$	comprimento adimensional da tubulação	[-]
$L4$	comprimento adimensional da tubulação	[-]
$L5$	comprimento adimensional da tubulação	[-]
L_c	comprimento total da tubulação	[-]
\dot{m}	vazão mássica	[kg/s]
P	pressão do escoamento	[Pa]
Pr	número de Prandtl	[-]
q	calor	[J]
q''	fluxo de calor	[W/m ²]
R	raio da curva da tubulação adimensional	[-]
Re	número de Reynolds	[-]

\tilde{T}	temperatura adimensional	[-]
T_{∞}	Temperatura do fluido	[K]
T_c	temperatura de entrada do fluido na tubulação	[K]
T_{ent}	temperatura de entrada do fluido de trabalho na tubulação	[K]
T_{max}	temperatura máxima registrada no domínio	[K]
\tilde{T}_{max}	temperatura máxima adimensional	[-]
T_s	temperatura superficial	[K]
ν	viscosidade cinemática	[m ² /s]
V	velocidade média do escoamento	[m/s]
Vt	volume total da tubulação	[m ³]
VT	volume total do bloco	[m ³]
x	comprimento adimensional da tubulação	[-]
y	espessura adimensional da placa	[-]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	11
1.1 Objetivos	12
1.2 Justificativa	13
1.3 Estrutura do trabalho	13
2 REVISÃO DA LITERATURA	14
2.1 Teoria Construtal em projetos de resfriamento	15
2.2 Processos físicos	17
2.3 Estado da arte	19
3 METODOLOGIA	31
3.1 Sistema Físico	31
3.2 escoamento	33
3.3 Indicador de desempenho	34
3.4 Restrições e graus de liberdade	34
3.5 Modelagem matemática	35
3.6 Modelo numérico	36
3.7 Designs propostos	38
3.8 Superfície de resposta	41
4 RESULTADOS	43
4.1 Verificação	43
4.2 Simulações numéricas	45
4.3 Resultados para escoamento com Reynolds igual a 1000	46
4.3.1 Simulações numéricas	46
4.3.2 Superfícies de resposta	52
4.3.3 Configuração ótima	Erro! Indicador não definido.
4.4 Resultados para escoamento com Reynolds igual a 100	56
4.4.1 Simulações numéricas	56
4.4.2 Superfícies de resposta	60
4.4.3 Configuração ótima	63
5 CONCLUSÕES	65
REFERÊNCIAS	68

1 INTRODUÇÃO

A capacidade de controle de temperatura é um fator fundamental nos mais variados processos biológicos e de engenharia. No campo das engenharias, ela pode ser determinante para o sucesso de operações e o bom funcionamento de incontáveis dispositivos. Para que o controle de temperatura seja viável, é de extrema importância conhecer os fenômenos físicos envolvidos. O crescente interesse da engenharia no entendimento dos mais variados processos de transferência de calor, bem como de técnicas de otimização, tem permitido, por exemplo, o aprimoramento de técnicas de manufatura, eficiência das máquinas, aumento da efetividade de trocadores de calor e das máquinas geradoras de energia, aumento do conforto térmico e da eficiência de edificações e a redução de perdas em dispositivos elétricos.

É perceptível que, com o avanço tecnológico e aumento da eficiência de máquinas em geral, existe um caminho sem volta em direção à redução de tamanho dos componentes destas máquinas. A redução do volume destes dispositivos está associada diretamente ao aumento da densidade da taxa de calor para uma mesma capacidade de processamento e geração de energia térmica (ÇENGEL et al., 2013). O aumento na densidade da taxa de calor em componentes sensíveis, como por exemplo microprocessadores, pode se tornar um gargalo no desenvolvimento tecnológico de aparelhos menores e mais funcionais em um futuro não muito distante. Caso os meios de arrefecimento desenvolvidos não acompanhem o ritmo do desenvolvimento tecnológico, os limites físicos de operação dos componentes eletrônicos podem ser atingidos.

Não apenas em projetos de escala reduzida se encontram exemplos de como o avanço das técnicas de dissipação de calor pode ser determinante para o desenvolvimento tecnológico. As fontes de energia renováveis vêm ganhando cada vez mais espaço dentro da matriz energética mundial, cada vez mais eletrificada. Neste setor, a conversão de energia solar fotovoltaica vem crescendo exponencialmente e a capacidade de dissipação de calor dos módulos fotovoltaicos está diretamente ligada à eficiência de conversão elétrica. Neste tipo de equipamento, o aumento da temperatura de operação causa um decréscimo na eficiência de conversão de energia eletromagnética em energia elétrica (SKOPLAKI et al., 2009). O parâmetro utilizado para medir a perda associada ao aumento da temperatura de operação de um módulo fotovoltaico é chamado de coeficiente de temperatura de

potência de pico, expresso em % / °C. Este parâmetro de operação, fornecido pelo fabricante de cada equipamento, é sempre negativo, o que comprova que a potência de saída dos módulos é inversamente proporcional ao aumento da temperatura de operação. O valor deste coeficiente geralmente está situado entre -0,4 e -0,45 % / °C para módulos de silício cristalino, que são os mais utilizados no mercado mundial (CAZZANIGA, 2018).

Como forma de amenizar o efeito negativo da temperatura sobre a eficiência de módulos fotovoltaicos, diversos estudos sugerem a construção de módulos fotovoltaicos híbridos, que combinam a produção de eletricidade com um coletor térmico acoplado à sua face inferior. Este coletor geralmente é formado por um material condutor com tubos internos, por onde escoam um fluido que será aquecido. Este fluido pode ser água, que posteriormente será utilizada como água para banho, por exemplo (KALOGIROU et al., 2006; SIDDIQUI et al., 2012).

Visando aplicações de arrefecimento de corpos sólidos, com possíveis aplicações em resfriamento de matrizes de injeção e resfriamento de módulos fotovoltaicos, por exemplo, foi proposta neste trabalho a avaliação de geometrias, através do método Design Construtal, de uma tubulação interna a uma placa plana que recebe fluxo de calor constante em sua face superior.

1.1 Objetivos

O objetivo geral do trabalho é obter as configurações de tubos internos que minimizam a temperatura máxima adimensional de um bloco sólido.

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- a) apresentar uma síntese do estado da arte sobre geometrias de alta performance para dispositivos de arrefecimento do tipo tubulação de líquido no interior de um sólido;
- b) desenvolver e verificar um modelo matemático e numérico para a simulação e realização de um estudo de caso;
- c) avaliar o comportamento do sistema conforme se altera a sua configuração, buscando quais os parâmetros possuem efeitos mais significativos para o desempenho do sistema;
- d) encontrar as geometrias ótimas para o sistema sujeito a duas condições: número de Reynolds igual a 100 e 1000.

1.2 Justificativa

O desenvolvimento deste trabalho se justifica pela alta importância que o controle térmico exerce sobre processos industriais em geral, bem como no desenvolvimento de tecnologias no campo eletrônico, onde a miniaturização dos componentes provoca uma escala na densidade térmica sobre estes componentes nunca observada. O desenvolvimento de técnicas de arrefecimento eficientes é capaz de melhorar processos já existentes, resultando na melhor qualidade dos produtos destes processos, bem como pode permitir que máquinas e componentes tenham seus tamanhos reduzidos sem comprometer sua capacidade de realizar trabalho.

A avaliação de projetos já estudados no campo específico de resfriamento por tubos internos é importante para analisar tópicos de relevância para os estudos conduzidos sobre o novo design proposto. Este novo design proposto deve ter suas dimensões de interesse avaliadas, uma vez que a distribuição da tubulação pelo corpo afeta diretamente os resultados. A busca por geometrias ótimas se torna fundamental para esta aplicação, pois assim se faz possível a comparação entre este novo design proposto neste assunto com os demais já estudados, assim como pode ser o ponto de início de novos estudos, onde fatores relevantes além de design possam ser analisados e mensurados.

1.3 Estrutura do trabalho

O trabalho está organizado em cinco capítulos, da seguinte forma: no Capítulo 2 consta a revisão bibliográfica a qual aborda estudos anteriores sobre a aplicação do Design Construtal em problemas de arrefecimento de sólidos por tubulações internas. No Capítulo 3, é descrita a metodologia utilizada neste trabalho, baseada no Método Design Construtal, além dos modelos matemáticos e numéricos utilizados para o desenvolvimento das simulações. O Capítulo 4 apresenta a validação do modelo desenvolvido com um caso referência e os resultados obtidos para os casos estudados. O Capítulo 5 contém a análise dos resultados obtidos, conclusões acerca do trabalho desenvolvido, bem como perspectivas para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DA LITERATURA

A Lei Construtal, enunciada por Adrian Bejan em 1996, é a lei física que explica o fenômeno evolutivo presente na natureza tanto para seres animados quanto inanimados (DUKE UNIVERSITY, 2021). Segundo Bejan (2016), para que um sistema de fluxo finito onde há escoamento persista no tempo, sua configuração deve evoluir livremente de tal forma que forneça acesso mais fácil às correntes que por ele fluem. Ela pode ser considerada um contraponto com as ideias de antigos pensadores e filósofos, que acreditavam que o design dos sistemas naturais era aleatório, uma vez que, segundo a Lei Construtal, suas formas podem ser determinadas ou previstas a partir de sua análise, baseada nos escoamentos que compõe o sistema e seu propósito.

A Teoria Construtal explica a evolução dos seres animados e inanimados a partir da liberdade para mudar seus designs ao longo do tempo. Cada novo design produz uma nova configuração que deve garantir melhor acesso aos fluxos fundamentais para sua existência, ou então esta nova configuração será extinta (SAMAL et al., 2019). Ela explica como são formados os sistemas na natureza, tais como as descargas atmosféricas, bacias hidrográficas, tecidos vasculares, formas de plantas e animais etc., com base em sua constante evolução que visa sempre facilitar o acesso às correntes impostas a eles (BEJAN e ZANE, 2012).

Enquanto a Lei Construtal é capaz de explicar a tendência da natureza (BEJAN, 2016), a Teoria Construtal é a visão de que os designs presentes na natureza foram gerados a partir de um princípio, que é a Lei Construtal. A sua aplicação em problemas de engenharia se dá através do método Design Construtal (BEJAN, 2000), que permite avaliar a influência da geometria no desempenho de um sistema (BEJAN e ZANE, 2012). Portanto, Bejan (2004) então propôs o Método Design Constructal (MDC), que é baseado na definição de restrições, graus de liberdade e indicadores de performance, viabiliza analisar a evolução do design e atingir projetos com melhor desempenho. O desenvolvimento de um Design Construtal visa testar diferentes geometrias para que seja possível determinar uma ou mais configurações para o sistema, onde o escoamento de interesse é mais facilitado (DOS SANTOS et al., 2017).

Na literatura, são encontrados alguns trabalhos que utilizaram o Design Construtal aplicado ao projeto de tubos de arrefecimento, como discutido no item 2.1.

2.1 Teoria Construtal em projetos de resfriamento

De acordo com Bejan (2004), sistemas são imperfeitos termodinamicamente devido às resistências que seus fluxos enfrentam. Portanto, por mais que a Lei Construtal em seu sentido mais amplo permita adaptações infinitas em designs simples ou complexos, o MDC define limites baseados em capacidades tecnológicas, recursos disponíveis ou espaço, por exemplo. O MDC pode ser definido como o conjunto de procedimentos adotados para aplicação dos princípios da Lei Construtal em um problema específico, com o objetivo de descobrir o melhor, ou os melhores, designs para um sistema com um conjunto de restrições.

A investigação de exemplos de aplicação da Teoria Construtal resulta na proposta dos mais variados designs, distribuídos em estudos conduzidos em diferentes campos das ciências térmicas, sendo encontrados exemplos no estudo de aletas, cavidades, uso de tubos externos e internos, entre outros. É importante notar que grande parte dos estudos envolvendo o uso do MDC em problemas aplicados à transferência de calor convergem para a busca de geometrias que facilitem a troca de calor a partir da liberdade de mudar a configuração do sistema. Porém, segundo Rocha et al. (2009), esta busca não resultará em uma geometria perfeita e aplicável a todos os casos, já que cada aplicação depende de restrições de espaço, forma e material, por exemplo, o que torna a investigação de cada caso imprescindível e a aplicação do MDC de forma específica caso a caso.

Como citado anteriormente, uma das soluções possíveis para se aumentar a troca térmica de um corpo quente com um ambiente frio é aumentar a sua área externa através do emprego de aletas, uma vez que existindo mais área exposta ao ambiente, espera-se um incremento na dissipação de calor para o meio externo. Este tipo de solução é muito utilizado na indústria, porém seu emprego resulta no aumento da área total e peso do equipamento, o que não é sempre aceitável para todas as aplicações. Um exemplo do MDC aplicado a aletas para dissipação de calor é o conduzido por Lorenzini et al. (2014). A Figura 1 demonstra uma aleta em forma de “T” que foi avaliada como meio de dissipação de calor para uma tubulação de fluido aquecido isolada termicamente.

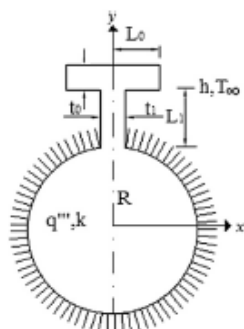


Figura 1 - Aleta em forma de “T” para dissipação de calor em tubulação com fluido aquecido.

Fonte: Lorenzini et al. (2014).

Outra forma de resfriamento encontrado na bibliografia é o emprego de cavas na parte superior de corpos aquecidos. O emprego destas estruturas visa aumentar a dissipação de calor em um corpo quente sem a necessidade de adição de material ao corpo. Exemplos de trabalho que seguem esta linha de pesquisa foram conduzidos por Rocha et al. (2009 e 2014), que estudaram o comportamento térmico de um sólido exposto a um fluxo de calor em sua base com canais cavados em sua face superior, por onde escoava fluido de resfriamento do centro para as bordas do sólido, conforme a Figura 2.

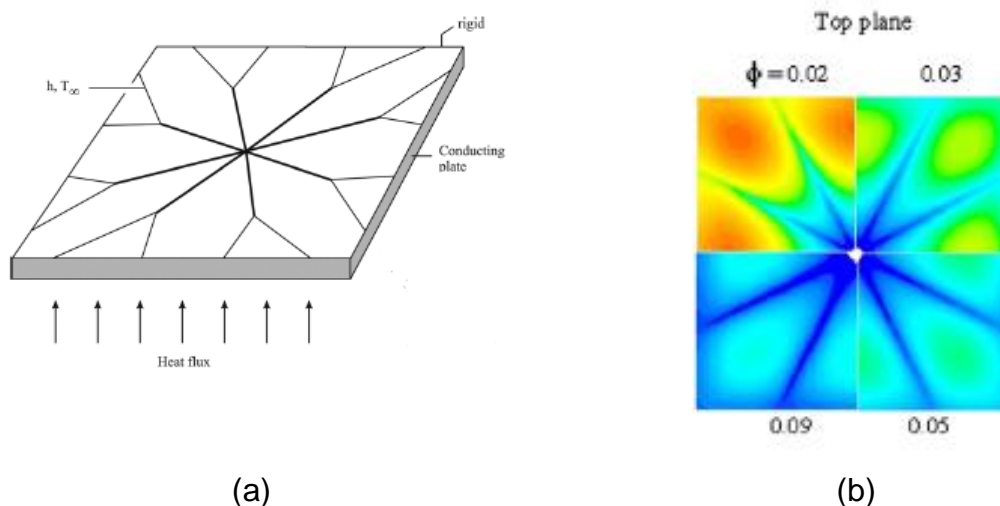


Figura 2 - Designs estudados por Rocha et al. (2014). (a) Geometria dendrítica. (b) Geometria radial.

Fonte: Rocha et al. (2014).

Contrariando as expectativas iniciais de que os modelos ramificados sempre seriam os mais eficientes dentre os designs propostos, Rocha et al. (2014) constataram que grande parte das geometrias radiais testadas apresentaram

melhores resultados do que as geometrias dendríticas no que diz respeito à mínima temperatura máxima observada. Apesar de possuir menos área de contato com o fluido do que os conjuntos com maior número de ramificações, a melhor performance do escoamento nos designs radiais foi determinante para os resultados. A queda de pressão do escoamento afetou diretamente a resistência térmica das cavas para o sólido, fazendo com que o fluido apresentasse menor velocidade de escoamento nos casos dendríticos para baixas pressões, resultando em maiores temperaturas do sólido. Este cenário se inverte apenas quando existe maior disponibilidade de gasto energético para bombeamento do fluido para resfriamento, fazendo valer o conceito previamente existente de que o design ramificado apresentaria melhor comportamento.

Os resultados citados podem ser utilizados para a condução de uma reflexão importante a se fazer sobre a aplicação do MDC. Caso não sejam definidas restrições físicas para uma aplicação real (neste caso pensando, por exemplo, na pressão de bombeamento limite que o sistema suportaria) como identificar quais resultados são realmente válidos? Para evitar que um grande esforço seja empenhado em resultados que não expressem a realidade ou que sejam impraticáveis, é importante que se realize um processo de mapeamento das restrições e condições de contorno anterior à resolução do problema.

2.2 Processos físicos

No caso de resfriamento de sólidos por canais internos, foco deste trabalho, estão envolvidos dois processos físicos distintos. Enquanto um fluxo de calor é aplicado em uma das faces do corpo sólido, calor é transportado via condução até a tubulação de arrefecimento, por onde troca calor com o fluido via convecção. O objetivo principal do sistema de arrefecimento é o controle de temperatura do sólido, que possui suas demais superfícies isoladas termicamente. A tubulação que opera com água como fluido de trabalho não forma um ciclo, portanto é o meio pelo qual o calor incidente no sólido é transferido para fora do sistema.

Os mecanismos de transferência de calor envolvidos no presente trabalho são condução e convecção. A condução é a transferência de calor em nível molecular, que ocorre na região do bloco sólido. A taxa local de transferência e calor pode ser

determinada pela Lei de Fourier (Eq. 2.1), a qual prevê que o calor é transferido na direção do gradiente de temperatura.

O primeiro estágio de troca de calor, via condução, pode ter sua taxa de transferência de calor (q) expresso por:

$$q_x = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2.1)$$

onde o coeficiente de proporcionalidade, k , é a condutividade térmica, A é a área de seção transversal normal à direção do fluxo térmico, Δx é a espessura do sólido e ΔT é a variação de temperatura do sólido no qual acontece o processo de condução de calor.

A convecção é o mecanismo de transferência de calor que ocorre entre a superfície e fluido, que podem se movimentar. Neste caso, o calor é transferido de uma superfície (a superfície dos tubos) para o fluido em movimento. A taxa de transferência de calor por convecção é dependente de diversos fatores, como a geometria da superfície e as condições de escoamento, que refletem nos valores correspondentes de dois coeficientes adimensionais: os números de Reynolds (Re) e de Prandtl (Pr), além das propriedades termofísicas do fluido.

A taxa de transferência de calor no processo de convecção, caracterizado pelo escoamento de água no interior do tubo de arrefecimento, pode ser descrita como:

$$q = \dot{m} c_p \Delta T \quad (2.2)$$

onde q é a taxa de transferência de calor, \dot{m} é a vazão mássica de fluido, c_p é o calor específico à pressão constante do fluido e ΔT é a variação de temperatura do fluido durante seu percurso.

A vazão mássica de um fluido é determinada por:

$$\dot{m} = \rho VA \quad (2.3)$$

onde ρ é massa específica do fluido e V é a velocidade média do escoamento.

O número de Reynolds, que relaciona inércia e viscosidade e permite avaliar o regime de escoamento em laminar e turbulento, é expresso por:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (2.4)$$

onde D é o comprimento característico do escoamento (no presente trabalho, por se tratar de um escoamento interno em um tubo, refere-se ao diâmetro da tubulação) e μ é a viscosidade dinâmica do fluido de trabalho.

O número de Prandtl, que é definido pela razão entre a difusividade de momento e a difusividade térmica (Eq. 2.5), indica o quanto rápido o calor se difunde em relação à velocidade do escoamento. Diferentemente do número de Reynolds, o número de Prandtl independe da geometria do objeto envolvido no processo e está apenas relacionado às propriedades do fluido.

$$Pr = \frac{\nu}{\mu} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (2.5)$$

onde ν é a viscosidade cinemática do fluido.

É comum representar um coeficiente de transferência de calor, h , como o resultado combinado de todos estes efeitos na transferência de calor entre uma superfície de área A_s à temperatura T_s e um fluido a temperatura T_∞ , na forma da Lei de Resfriamento de Newton (Eq. 2.6). Em suma, os processos físicos envolvidos na transferência de calor entre um fluido e um bloco aquecido são condução e convecção e estas são as duas resistências à transferência de calor no problema em estudo.

$$q = h A_s (T_s - T_\infty) \quad (2.6)$$

2.3 Estado da arte

Neste item, apresenta-se uma revisão da bibliografia, a qual teve por objetivo identificar o estado da arte em pesquisas que buscaram otimizar o resfriamento de sólidos por canais internos.

Como alternativa para tecnologias de resfriamento como aletas e cavas, surge a possibilidade de inserção de tubos por onde passa uma corrente de fluido de arrefecimento diretamente no interior corpo que se deseja resfriar. Segundo Asgari (2009), os micros canais representam a tecnologia em maior evidência dentre as técnicas de resfriamento estudadas no momento, pois podem ser construídos com

relativa facilidade e possuem aplicações muito úteis para resfriamento de dispositivos eletrônicos e em sistemas de micro trocadores de calor, sem aumentar a sua área externa, como quando acontece ao se utilizar aletas para resfriamento. Uma das principais vantagens desta tecnologia é a capacidade de isolamento do fluido ao meio externo, o que pode aumentar a vida útil do dispositivo, bem como impedir a sua evaporação. Outro contraponto importante à tecnologia de cavas descrita no subcapítulo anterior é que o posicionamento dos tubos no interior dos sólidos aquecidos aumenta a uniformidade térmica da peça, uma vez que um sistema de arrefecimento tradicional posicionado em um dos lados do corpo cria um gradiente de temperatura entre base e topo, enquanto um tubo posicionado ao centro do corpo divide este espaço pela metade, tendo maior efetividade no resfriamento do interior da estrutura. Inúmeras publicações neste campo descrevem estruturas vascularizadas com formatos que variam de radiais, em forma de árvore ou tubos passantes, como em Bejan (2000), Cho (2011-a e 2011-b), Cetkin (2015 e 2011), Yenigün (2016) e Barik (2020), com condições de contorno e escoamento distintas, todas aplicando o método Design Construtal para propor configurações otimizadas, geralmente com um objetivo específico em comum: encontrar a melhor geometria com relação a facilitar o escoamento e a transferência de calor do corpo sólido aquecido para o fluido de resfriamento.

Kim et al. (2007) propuseram uma comparação entre dois designs distintos para encontrar a configuração que melhor dissipasse calor do interior de um corpo sólido e assim minimizasse a formação de pontos quentes. Mantendo um fluxo de calor constante em um dos lados do sólido, foram propostos dois designs com bombeamento de fluido de arrefecimento: o primeiro onde o fluido escoava em canais paralelos que atravessam o corpo; e um segundo onde foi avaliado um conjunto de canais cilíndricos paralelos equidistantes. Estes designs são mostrados na Figura 3.

Os principais resultados do estudo foram as configurações ótimas para os designs avaliados (Figura 3), calculadas analiticamente, as quais são definidas pelas relações de medidas dispostas no Quadro 1.

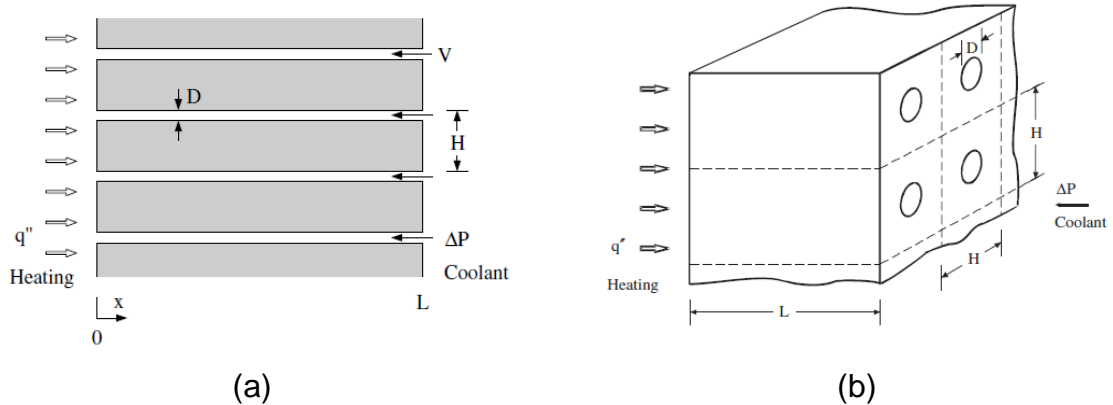


Figura 3 - Designs avaliados por Kim et al. (2007). a) escoamento de fluido de arrefecimento através de canais paralelos que cortam o corpo. b) escoamento de fluido de arrefecimento através de uma matriz de canais cilíndricos equidistantes.

Fonte: adaptado de Kim et al. (2007).

Posteriormente, foram conduzidas simulações numéricas para avaliar os casos bi e tridimensionais, não considerados nas deduções analíticas. Estas simulações resultaram em configurações ótimas muito semelhantes ao previsto pelo modelo analítico. Outro fato comprovado foi que as equações resultantes para os dois modelos analisados são essencialmente muito semelhantes, com variações justificadas pelas características físicas distintas dos dois designs. O Quadro 1 sintetiza as equações obtidas por Kim et al. (2007). Estas equações podem ser utilizadas para prever design ótimo e comportamento térmico de sistemas submetidos a condições análogas ao problema estudado pelos pesquisadores.

Design com canais paralelos	Design com canais cilíndricos
$\frac{H_{opt}}{L} \cong (12)^{1/3} \phi^{-2/3} B^{-1/3} \left(\frac{k_s}{k_f}\right)^{1/3}$ $\Delta T_{min} \cong (12)^{1/3} \frac{q''}{k_s} L \phi^{-2/3} B^{-1/3} \left(\frac{k_s}{k_f}\right)^{1/3}$	$\frac{H_{opt}}{L} \cong \left(\frac{32}{3}\pi\right)^{1/3} \phi^{-2/3} B^{-1/3} \left(\frac{k_s}{k_f}\right)^{1/3}$ $\Delta T_{min} \cong \frac{3}{4} \left(\frac{32}{3}\pi\right)^{1/3} \frac{q''}{k_s} L \phi^{-2/3} B^{-1/3} \left(\frac{k_s}{k_f}\right)^{1/3}$
<p>H_{opt} – espaçamento ótimo entre canais; ΔT_{min} – variação de temperatura; L – comprimento; $\phi = \frac{D}{H}$ – fração de volume; B – número de Bejan; q'' – fluxo de calor.</p>	

Quadro 1 - Equações gerais desenvolvidas por Kim et al. (2007) para os designs propostos pelos pesquisadores.

Fonte: Adaptado de Kim et al. (2007).

Craig et al. (2017) basearam-se nos resultados obtidos por Kim et al. (2007) para criar dois modelos de trocadores de calor com aplicação na construção civil. Os modelos de paredes propostos são formados por camadas de diferentes materiais, onde poros foram inseridos para facilitar a troca de calor entre ambiente interno e externo, favorecendo a entrada de ar fresco enquanto as perdas por condução na parede são minimizadas.

O primeiro modelo testado consistia em uma sequência de dois materiais porosos, seguido de uma face de vidro com um sistema de tubos encapsulado, por onde escoava fluido, voltado para a face externa da edificação, como mostra a Figura 4.

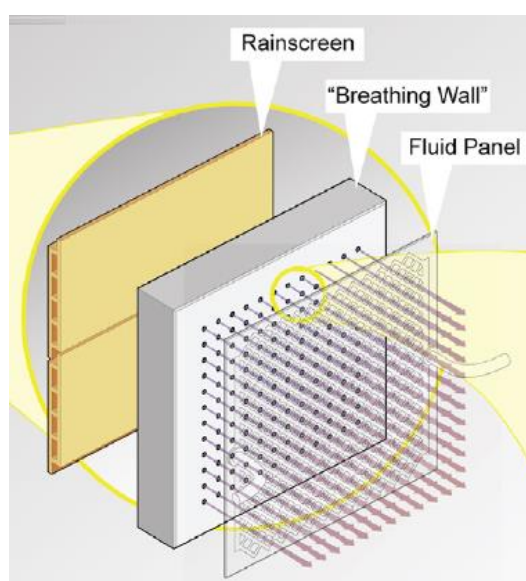


Figura 4 - Modelo de parede trocadora de calor com tubulação encapsulada.

Fonte: Craig et al. (2007).

O segundo modelo apresentado possui montagem mais simples, composta por três camadas porosas sobrepostas, conforme mostra a Figura 5.

Craig et al. (2007) comprovaram os resultados de Kim et al. (2007) em seus testes com os protótipos e concluíram que o material não interfere na precisão das equações de Kim et al. (2007), podendo ser modificado conforme a aplicação e limitações construtivas para que o modelo possa ser desenvolvido fisicamente.



Figura 5 - Modelo de parede trocadora de calor com poros formados por canais cilíndricos.

Fonte: Craig et al. (2007).

Uma das aplicações mais evidentes para o método de resfriamento através de tubos é na indústria de injeção e moldagem mecânica. O processo de resfriamento de uma peça plástica injetada, bem como de seu molde, pode representar mais da metade do tempo de ciclo de produção deste tipo de material (CLEMENTE et al., 2018-b) e o bom desempenho térmico deste processo é determinante o suficiente para garantir a qualidade do produto, pois afeta as propriedades da peça, presença ou não de defeitos, bem como da sua produtividade geral da planta produtora, que interfere diretamente no custo do produto.

Por exemplo, os trabalhos de Choi et al. (2010) e Clemente et al. (2018-a, 2018-b e 2018-c) propuseram a utilização de um sistema de resfriamento por tubos inseridos em moldes de injeção para controle de temperatura durante o processo de fabricação de peças plásticas. Estes moldes, além do tubo de injeção continham um ou mais vasos com correntes de fluido que variaram desde água líquida até fluidos nano tecnológicos (BARIK, 2020), conforme condições de operação e complexidade do processo térmico. Utilizando um Método de Design Construtal, os autores propuseram geometrias variando comprimentos, diâmetros hidráulicos e configurações múltiplas até que fossem encontradas formas finais otimizadas que retornaram em promissores resultados para os moldes propostos.

Almerbati et al. (2018) estudaram o resfriamento de um bloco sólido aquecido uniformemente sob a ótica da teoria Construtal no qual foi inserido um tubo com escoamento de um fluido de arrefecimento. Foram avaliados diferentes designs e configurações desconsiderando os efeitos da convecção no tubo, portanto, aproximando o caso simulado ao de parede com temperatura prescrita, para que fosse

obtido o melhor conjunto, ou seja, aquele capaz de proporcionar a menor temperatura máxima no sólido.

A face superior do bloco foi exposta a um fluxo de calor uniforme, enquanto as demais superfícies foram mantidas adiabáticas. O esquema simplificado da geometria proposta por Almerbati et al. (2018) pode ser visualizado na Figura 6.

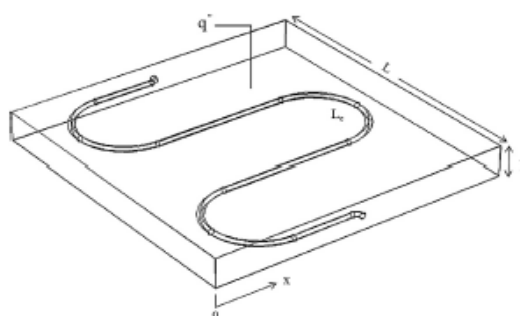


Figura 6 - Bloco sólido com serpentina interna estudado por Almerbati et al. (2018).

Fonte: Almerbati et al. (2018).

A aplicação do método Design Construtal resultou em uma melhoria de 317% para as melhores configurações para os designs estudados, o que corrobora com a eficácia da aplicação do Método Design Construtal em casos deste tipo.

Diferentemente de Almerbati et al. (2018), Samal et al. (2019) não pressupuseram que a velocidade do escoamento fosse rápida o suficiente para que não se notasse um gradiente de temperatura no fluido, uma vez que os escoamentos em seções de tubos pequenas são geralmente muito lentos, portanto, laminares. Desta forma, considerou que não poderia ser ignorada a queda de pressão do escoamento e geração de entropia.

Agregando os princípios físicos da convecção ao estudo, Samal et al. (2019) investigou o efeito do arrefecimento a partir de escoamento em tubos em um bloco de mesmas dimensões e propriedades de Almerbati et al. (2018), comparando 6 designs de tubo diferentes, com diâmetro de tubulação fixo e comprimentos variando livremente, conforme Figura 7.

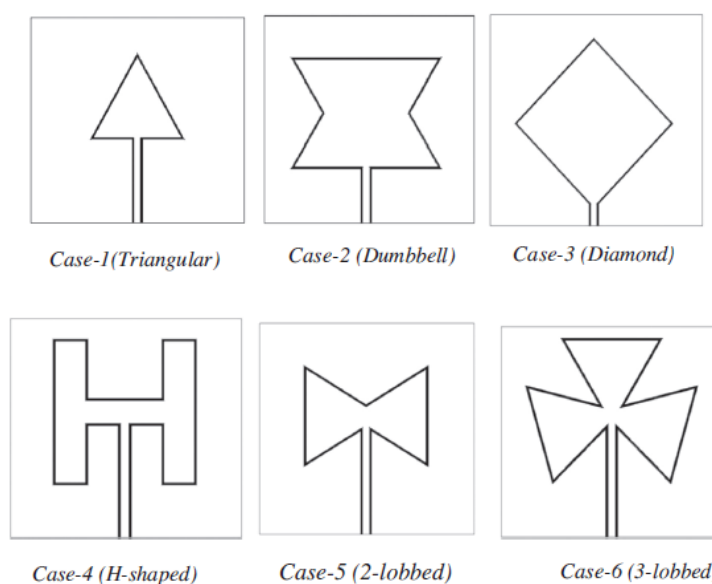


Figura 7- Geometrias estudadas por Samal et al. (2019).

Fonte: Samal et al. (2019).

Um dos principais parâmetros de interesse em análises de resfriamento através de tubos é o quão efetivo este tubo realmente é. Uma das formas de avaliar o desempenho é medir o impacto do comprimento da tubulação na redução da temperatura máxima do sólido que se deseja retirar calor.

Com a pretensão de avaliar o desempenho de cada design quando estes tiverem tubulações de mesmo comprimento, Samal et al. (2019) fixou o valor desta característica em cada design e simulou o comportamento do conjunto variando a velocidade de entrada do fluido, a partir de diferentes números de Reynolds, mas mantendo a consideração de escoamento em regime laminar. Os resultados obtidos para $Re = 99,8$ e comprimento da tubulação igual ao dobro da largura (L) do sólido demonstraram ganho de performance de 12% entre a geometria de melhor desempenho, diamante, em relação à de pior desempenho, em forma de H, no que diz respeito à máxima temperatura adimensional do conjunto. Quando o mesmo comparativo entre designs foi feito para $Re = 1996$, a geometria em forma de diamante registrou temperatura máxima 19% menor em comparação à geometria de pior desempenho, novamente a em formato de H.

Quando comparados os resultados da geometria em diamante para os dois valores de Re , 99,6 e 1996, foi obtida uma redução na temperatura adimensional máxima registrada de 22,5%. Este efeito, notadamente esperado, demonstrou a importância da avaliação de escoamento em problemas deste tipo, uma vez que a

variação da vazão do fluido impacta a taxa de transferência de calor por convecção. No entanto, o aumento da vazão tem efeito negativo no gasto de energia pela perda de carga. Como sempre, o aumento da transferência de calor e a redução do gasto energético para manter o escoamento são objetivos conflitantes, e o peso de cada um na construção do problema de design deve ser avaliado caso a caso.

Outra conclusão importante que pode ser tomada da comparação entre as geometrias propostas por Samal et al. (2019) é que fatores como a distribuição dos tubos e a perda de carga são determinantes. O primeiro deles é bastante óbvio, uma vez que o mesmo comprimento de tubulação resulta em um potencial de extração de calor diferente conforme seu posicionamento, assim como o tamanho total da tubulação também resulta em maior potencial de extração de calor. O design em forma de diamante é capaz de distribuir melhor a tubulação pelo sólido do que as demais, por isso obteve destaque entre as geometrias estudadas.

No que se refere à perda de carga, uma análise visual rápida das geometrias fornece pistas capazes de explicar por que a geometria em H apresenta o pior resultado e a em forma de diamante, o melhor. A geometria em forma de H detém o maior número de curvas, enquanto o formato diamante, o menor. Esta característica resulta na combinação de maior perda de carga e maior geração de entropia, que afeta negativamente o desempenho térmico do sistema de resfriamento. A Figura 8 apresenta o gráfico de queda de pressão em função do número de Reynolds para as geometrias estudadas por Samal et al. (2019) quando o comprimento da tubulação é igual a $2L$. Sua análise é conclusiva, demonstrando que o caso 3, do diamante, realmente possui menor perda de carga entre os modelos estudados, enquanto o caso 4, em forma de H, possui o segundo pior desempenho, atrás, apenas, do caso 6, que possui menos curvas, porém estas possuem ângulo bem maior do que 90° , o que acentua ainda mais a queda de pressão do fluido.

Explorando o conceito de resfriamento de sólidos através do uso de tubos com fluido, Siddiqui et al. (2012) propôs o uso de uma serpentina interna em um sólido ligado a um módulo fotovoltaico exposto à radiação solar a fim de reduzir a temperatura de operação geral deste módulo, aumentando o desempenho das células fotovoltaicas. A Figura 9 expõe o modelo estudado pelos autores.

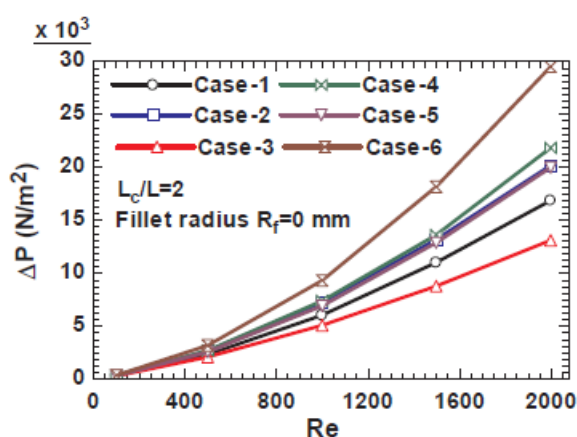


Figura 8 - Queda de pressão do escoamento em função do número de Reynolds.

Fonte: Samal et al. (2019).

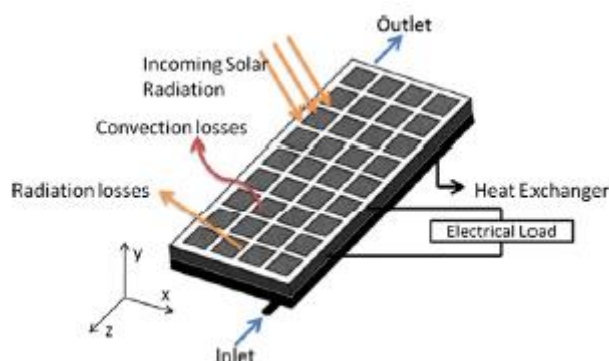


Figura 9 - Conjunto proposto por Siddiqui et al. (2012) para resfriamento de módulo solar fotovoltaico.

Fonte: Siddiqui et al. (2012).

Em suas simulações, Siddiqui et al. (2012) consideraram o fluido de trabalho como água entrando no sistema a 25 °C, considerando aquecimento do fluido durante o seu percurso, portanto de acordo com as simulações conduzidas por Samal et al. (2019), em um sólido ligado ao módulo fotovoltaico que é exposto à radiação solar e troca de calor com o ambiente externo via convecção e radiação. A potência elétrica de saída do módulo foi extraída a partir da radiação solar incidente, considerando as perdas (ou ganhos) de performance decorrentes dos efeitos físicos da variação da sua temperatura de operação. A Figura 10 apresenta um dos resultados comparativos obtidos por Siddiqui et al. (2012), onde o conjunto com arrefecimento (à direita) é comparado ao módulo fotovoltaico simples (à esquerda) em condições climáticas de radiação solar igual a 800 W/m² e temperatura ambiente de 25 °C.

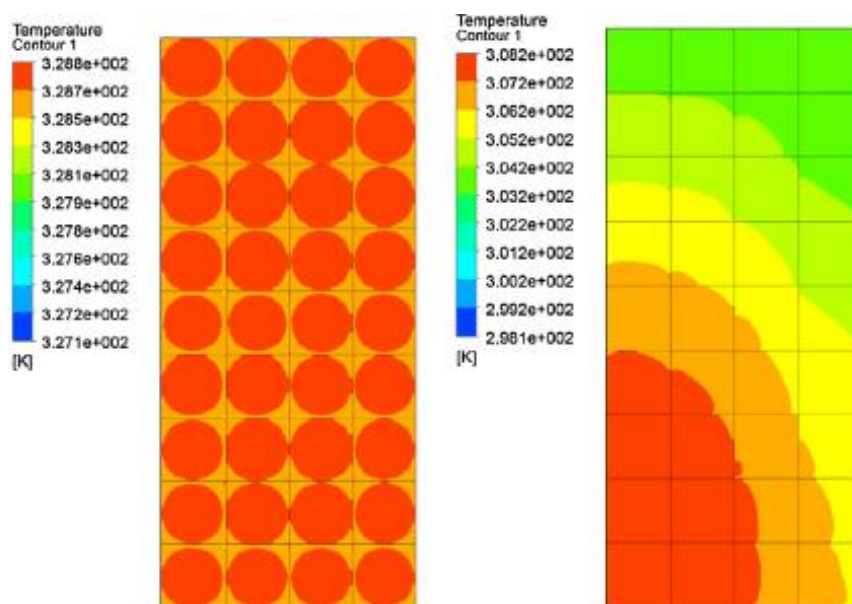


Figura 10 - Contornos de temperatura para módulo solar fotovoltaico simples e com arrefecimento.

Fonte: Siddiqui et al. (2012).

Os resultados obtidos por Siddiqui et al. (2012) comprovaram a eficácia do sistema de arrefecimento, principalmente quando aplicado a plantas fotovoltaicas localizadas em áreas com alta radiação solar e alta temperatura ambiente, fatores que aumentam consideravelmente a temperatura de operação dos módulos. Para uma radiação solar fixa de 800 W/m^2 , Siddiqui et al. (2012) trabalharam com temperaturas ambiente de 0°C a 50°C em uma simulação focada em obter o valor da potência ativa fornecida pelo módulo com e sem o sistema de arrefecimento. Quando os dois sistemas são expostos à temperatura de 0°C , o sistema com arrefecimento forneceu 98 W , enquanto o módulo comum atingiu $95,7 \text{ W}$. Uma vez operando a 50°C , os resultados foram $92,5 \text{ W}$ e $47,2 \text{ W}$, respectivamente. Desta forma, o sistema proposto foi capaz de praticamente dobrar a produção do módulo fotovoltaico quando exposto às condições operacionais da simulação, o que é absolutamente positivo no resultado total da produção de energia de uma usina solar fotovoltaica.

Yenigun et al. (2016-b) conduziram um estudo numérico e experimental comparativo onde uma placa foi submetida a um fluxo de calor constante e deveria permanecer abaixo de uma temperatura limite através do arrefecimento com água destilada escoando por tubos internos no sólido.

Assim como nas bibliografias citadas anteriormente, Yenigun et al. (2016-b) usou mais de um design em seus estudos, variando entre tubos paralelos (Figura 11 – a), em forma de árvore (Figura 11 – b) e outro híbrido (Figura 11 – c).

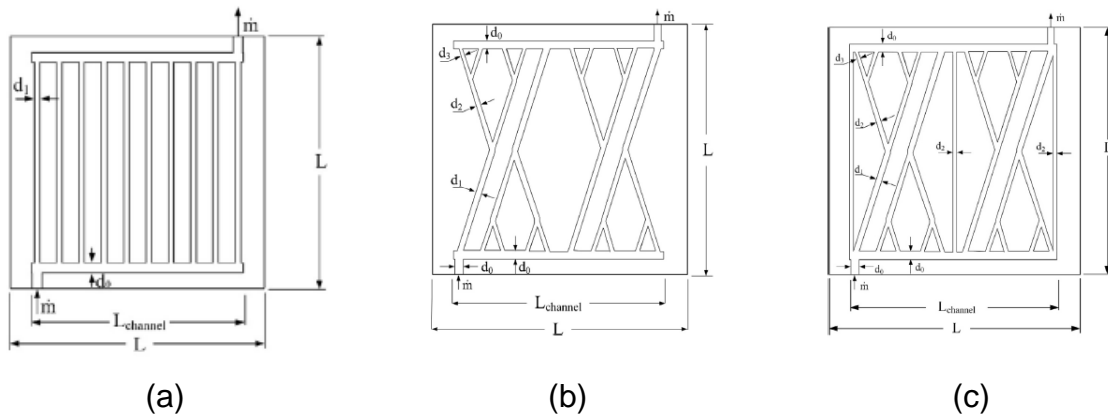


Figura 11– Designs propostos por Yenigun et al. (2016-b). (a) Tubos paralelos. (b) Design em árvore. (c) Design híbrido.

Fonte: adaptado de Yenigun et al. (2016-b).

A validação do método numérico e matemático proposto foi possibilitada pela extração dos contornos de temperatura para o modelo prático e teórico e comparação entre as temperaturas máximas na placa, conforme a Figura 12. As comparações conduzidas por Yenigun et al. (2016-b) resultaram em dados práticos e numéricos muito semelhantes quando comparados os contornos de temperatura e as temperaturas máximas registradas para cada design, sendo que estas temperaturas apresentaram variações menores de 1 K.

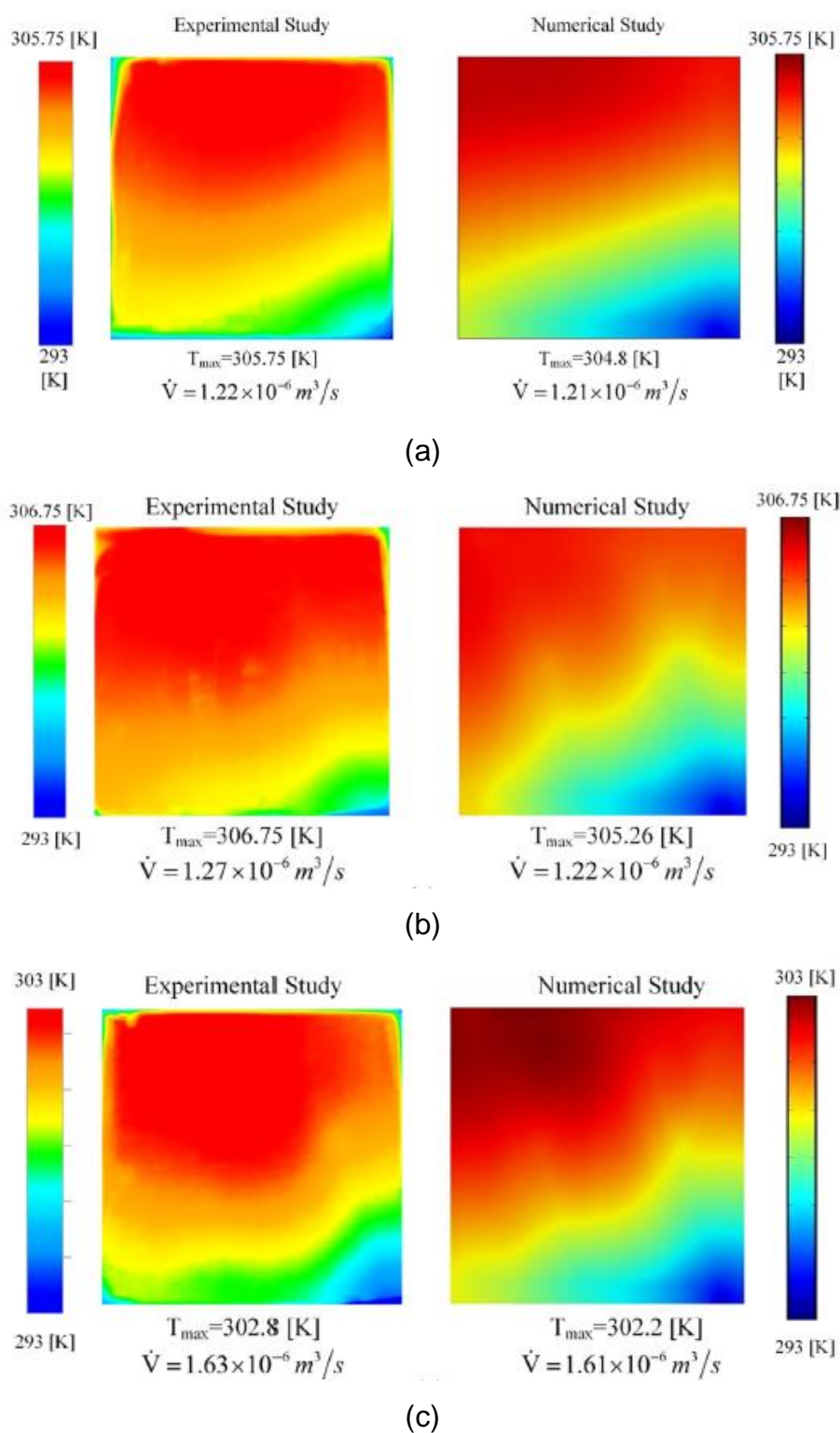


Figura 12 - Contornos de temperatura obtidos para os modelos práticos e numéricos de Yenigun et al. (2016-b). (a) Tubos paralelos. (b) Design em árvore. (c) Design híbrido.

Fonte: Adaptado de Yenigun et al. (2016-b).

3 METODOLOGIA

Este capítulo descreve a aplicação do Método Design Construtal, abordando todos os passos necessários para a obtenção e análise dos resultados.

A Figura 13 ilustra o diagrama de trabalho empregado na definição e resolução do problema proposto.

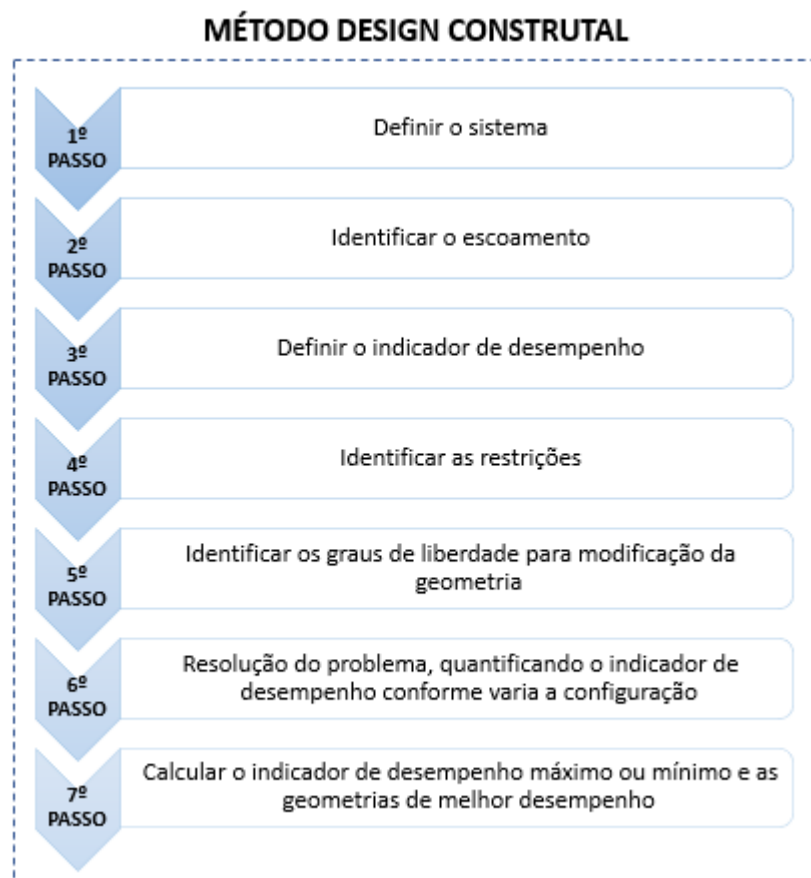


Figura 13 - Passos desenvolvidos para o método de otimização proposto.

Fonte: elaborado pelo autor.

A seguir são explorados os procedimentos empregados em cada passo do fluxograma.

3.1 Sistema Físico

O sistema físico consiste em um bloco plano sólido de base quadrada (lado L e espessura y), no qual há uma tubulação interna de diâmetro (d) por onde água escoava em regime laminar, conforme apresenta a Figura 14.

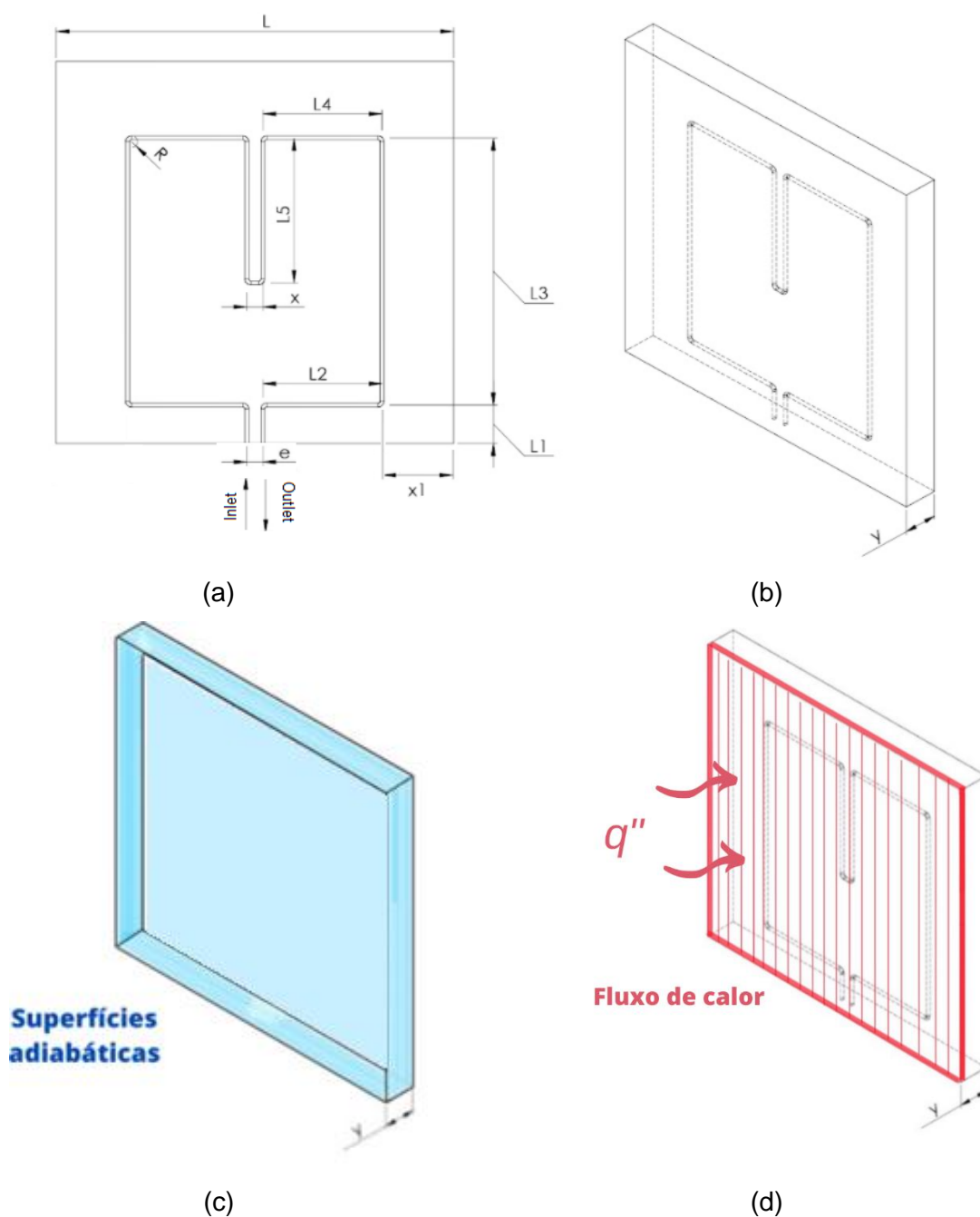


Figura 14 - Modelo geométrico do conjunto avaliado. (a) Vista frontal do modelo. (b) Vista isométrica do modelo, de espessura y . (c) Superfícies adiabáticas destacadas em azul (laterais e fundo). (d) Superfície com incidência de calor, destacada em vermelho (superfície superior).

Fonte: elaborado pelo autor.

O corpo sólido é um substrato utilizado amplamente na indústria eletroeletrônica para preencher lacunas entre componentes, composto de fibras de grafite alinhadas, de massa específica (ρ_s) igual a 2320 kg/m^3 , o calor específico ($C_{p,s}$)

de 678 J/(kgK), enquanto a condutividade térmica (k_s) é igual a 34 W/(mK). A sua face superior recebe fluxo de calor (q'') constante de 200 W/m², enquanto as demais superfícies são isoladas termicamente. Água a 273 K entra na tubulação, por onde troca calor com o substrato durante o seu percurso, com saída submetida à pressão atmosférica. Foram testadas duas velocidades de escoamento, com Reynolds resultantes iguais a 100 e 1000.

O Quadro 2 apresenta a descrição matemática de todas as dimensões úteis para definição do modelo geométrico estudado.

$Y = 0,1L$	Espessura da placa sólida
$d = 0,01L$	Diâmetro da tubulação
$e = x = 0,04L$	Espaçamento entre entrada e saída do tubo
$R = 0,01L$	Raio da curva
$Lc = 3,6L$	Comprimento total da tubulação
$L1, L2, L3, L4, L5$	Parâmetros do caminho da tubulação
$L2=L4$	Parâmetros do caminho da tubulação
$Lc = 2(L1+L2+L3+L4+L5)+x$	Comprimento total da tubulação.
$VT = yL^2$	Volume total do bloco
$Vt = (\pi d^2/4)Lc$	Volume total da tubulação
$\Phi = Vt/VT$	Razão entre o volume total da tubulação e o volume total do bloco

Quadro 2- Descrição matemática dos comprimentos relevantes para o desenvolvimento do modelo numérico.

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.2 Escoamento

No sistema físico descrito no item 3.1 são identificados um escoamento e um fluxo do ponto de vista da fenomenologia: o escoamento do fluido no interior do canal e a transferência de calor entre o bloco sólido e o fluido. O propósito do sistema é o resfriamento do bloco. Assim, a aplicação do método é realizada visando facilitar o processo de transferência de calor entre sólido e fluido.

3.3 Indicador de desempenho

Em algumas aplicações em engenharia, como no caso de resfriamento de eletrônicos, a temperatura deve ser limitada, sob pena de falha do sistema. Assim, o indicador de desempenho definido na presente análise é a temperatura máxima medida no sólido. O objetivo da melhoria do design é, assim, minimizar esta temperatura máxima. A temperatura máxima é avaliada de forma adimensional:

$$\tilde{T}_{max} = \frac{\Delta T}{\Delta T_{scale}} \quad (3.1)$$

onde,

$$\Delta T = T_{max} - T_c \quad (3.2)$$

onde T_{max} é a máxima temperatura no sólido, T_c é a temperatura de entrada do fluido e

$$\Delta T_{scale} = \frac{q'' y}{k_s} \quad (3.3)$$

onde q'' é o fluxo de calor, y é a espessura da placa e k_s é a condutividade térmica do sólido.

3.4 Restrições e graus de liberdade

O presente estudo consistiu na variação de três graus de liberdade, que também constam na Figura 14:

- “L1” – altura entre o centro da tubulação e o lado inferior do bloco;
- “L2” – comprimento lateral da tubulação;
- “L3” – altura da tubulação.

As restrições para o sistema são:

- comprimento total do tubo, L_c ;
- área da placa;
- volume da placa;

- diâmetro do tubo.

3.5 Modelagem matemática

Neste trabalho, a simulação de diferentes variações dos graus de liberdade é realizada por fluidodinâmica computacional. Com este fim, é necessário estabelecer um modelo matemático para o escoamento do fluido interno ao tubo e para a transferência de calor no bloco, por condução, e do bloco para o fluido, por convecção.

Assim, o modelo matemático para a parte do fluido é dado pelas equações de balanço de massa, quantidade de movimento e energia. Estas equações, em sua forma diferencial, possuem a seguinte formulação:

Equação da continuidade (balanço de massa):

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (3.4)$$

Equação do movimento (balanço de quantidade de movimento):

$$\rho [(\nabla \cdot \vec{V}) \cdot \vec{V}] = -\nabla P + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (3.5)$$

Equação da energia (balanço de energia):

$$\rho C_{p,f} (\vec{V} \Delta T) = -\nabla \cdot (k_f \nabla T) \quad (3.6)$$

onde V é a velocidade do escoamento, ρ é a massa específica do fluido, P é a pressão do escoamento, μ é a viscosidade dinâmica do fluido, $C_{p,f}$ é o calor específico do fluido, ΔT é a diferença de temperatura entre entrada e saída do fluido e k_f e a condutividade térmica do fluido.

Dois parâmetros adimensionais importantes que possuem influência sobre o escoamento do fluido no interior da tubulação, e, portanto, controlam o problema, são os números de Reynolds (Re) e de Prandtl (Pr), definidos como:

$$Re = \frac{d V \rho}{\mu} \quad (3.7)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (3.8)$$

onde d é o comprimento característico do escoamento, que no caso de escoamentos internos em tubulações é o seu diâmetro, e V é a velocidade média do escoamento.

Para a parte sólida, somente é necessário modelar a transferência de calor por condução, na forma da equação:

$$\nabla \cdot (k_s \nabla T) = 0 \quad (3.9)$$

onde k_s é a condutividade térmica do sólido e T é a temperatura do sólido.

De acordo com trabalhos anteriores, e.g. Almerbati et al. (2018), a dissipação viscosa pode ser negligenciada neste tipo de aplicação. Isso porque o escoamento ocorre a baixas velocidades, em regime laminar, e o fluido não é altamente viscoso. Assim, seu efeito foi desprezado no presente estudo, reduzindo este termo da equação de conservação de energia e restando apenas um balanço entre condução e convecção dentro do volume de controle. A face superior do bloco é exposta a um fluxo de calor (q'') de 200 W/m², enquanto as demais paredes são adiabáticas, vide Equação (3.10).

$$\left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_s = 0 \quad (3.10)$$

O fluido de trabalho é água, que entra no tubo com $T = T_c = 293$ e $\vec{V} = w; u = v = 0$; com número de Reynolds (Re) testados iguais a 100 e 1000. Nas paredes do tubo, foi considerada a condição de não deslizamento, enquanto na saída é aplicada a condição de pressão uniforme igual à pressão atmosférica.

3.6 Modelo numérico

A resolução numérica do problema se deu através do *software* Ansys Fluent R2 2020. É utilizado o método de volumes finitos, no qual o domínio computacional é discretizado em volumes de controle para os quais são aplicadas as equações algébricas que representam o modelo dado pelo problema de equações diferenciais (PATANKAR, 1980).

As equações algébricas são resolvidas de maneira desacoplada pelo *software*, começando pela equação da quantidade de movimento, seguida da equação de continuidade e então da energia. As iterações continuam até que os critérios de convergência estipulados para cada resolução sejam atendidos (SAMAL et al., 2019). Os critérios de convergência selecionados foram resíduos escalonados na ordem de 10^{-3} para continuidade e velocidade e 10^{-12} para a equação da energia, supondo regime permanente de operação.

O conjunto formado por cada um dos volumes de controle resulta em uma malha computacional que contempla todo o domínio computacional. A malha é predominantemente formada por elementos tetraédricos e possui maior refinamento próximo à parede do tubo, com um total de elementos superior a $2,1 \times 10^6$, definidos com base no teste de convergência de malha conduzido (considerando $Re = 1000$), com resultados sintetizados no Quadro 3. Este teste foi conduzido conforme algoritmo descrito em Celik et al. (2008).

	Malha 1	Malha 2	Malha 3
Número de elementos	2130922	883127	479089
Temperatura adimensional, T	16,362833	16,905479	17,079365
	GCI21 (%) 0,765683	GCI32 (%) 0,488096	

Quadro 3 – Resultados para o teste de convergência de malha do modelo numérico desenvolvido.

Fonte: elaborado pelo autor.

A Figura 15 apresenta a malha computacional gerada a partir do modelo geométrico (Figura 14).

Para garantir maior precisão à simulação, foi utilizado um maior refino da malha computacional no sólido próximo ao tubo. Este detalhe, bem como a divisão para o interior da tubulação (escoamento) podem ser vistos na Figura 16.

Na interface sólido-líquido os fluxos de calor de convecção e condução foram considerados iguais para evitar grandes saltos de temperatura (SAMAL et al., 2019).

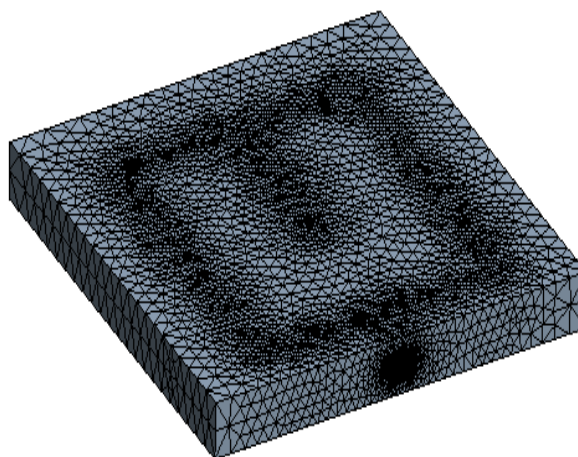


Figura 15 - Malha computacional utilizada para resolução do modelo estudado.

Fonte: elaborado pelo autor.

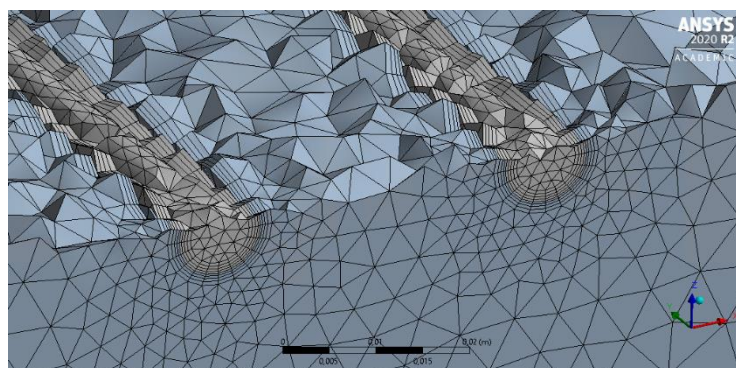


Figura 16 – Detalhe da malha computacional próxima à parede do tubo e para seu interior.

Fonte: elaborado pelo autor.

3.7 Designs propostos

Como ponto de partida para a definição dos designs analisados, foram definidos quais graus de liberdade seriam avaliados, bem como as restrições físicas do problema.

Considerando que entre as restrições do problema, as dimensões do bloco e diâmetro do tubo devem ser mantidas fixas, foram avaliadas diferentes geometrias que envolvam apenas mutação na tubulação, onde os comprimentos inerentes a ela ($L1$, $L2$ e $L3$) foram modificados sem alterar o volume total do conjunto. A condução de cada simulação numérica para as geometrias proposta, com sua posterior análise de resultados, permitirá definir uma geometria otimizada para cada condição de escoamento proposta.

Uma vez que o comprimento total da tubulação fora mantido também fixo, com $L_c = 3,6 L$, a variação de uma dimensão interfere nas demais, estabelecendo valores máximos e mínimos para cada trecho de tubulação. Considerando também que medidas negativas são, por óbvio, impossíveis, e que tanto a altura e largura total da tubulação não podem ser maior que a medida externa do bloco, foram elaborados mapas de designs possíveis (Figuras 17,18 e 19), onde foram destacados os designs válidos e as amostras simuladas. Os casos foram simulados em conjuntos com três variações de $L1$, que eram mantidas fixas enquanto $L2$ e $L3$ variavam livremente. As marcações em azul representam os designs possíveis, enquanto os retângulos vermelhos representam as amostras simuladas.

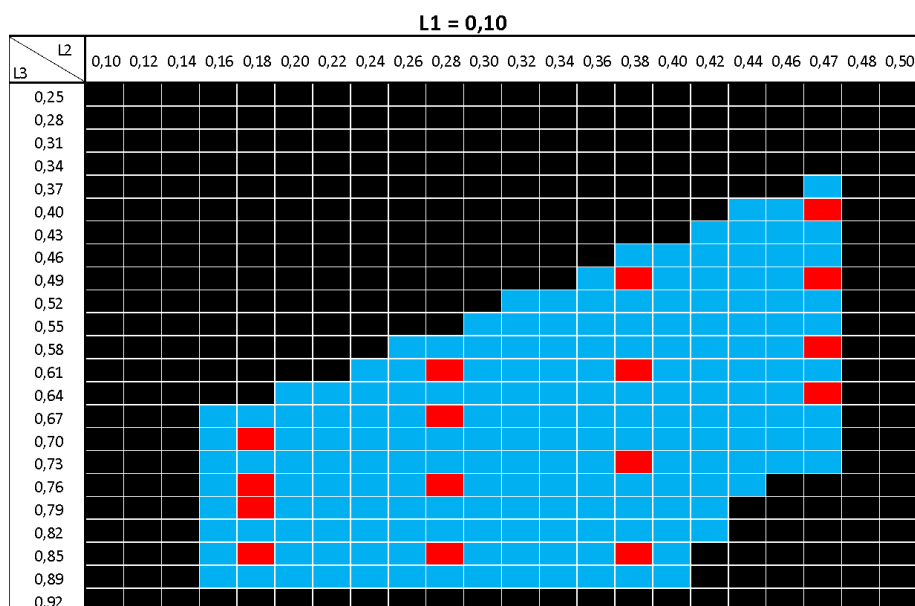


Figura 17 – Mapa de simulações para $L1 = 0,10$.

Fonte: elaborado pelo autor.

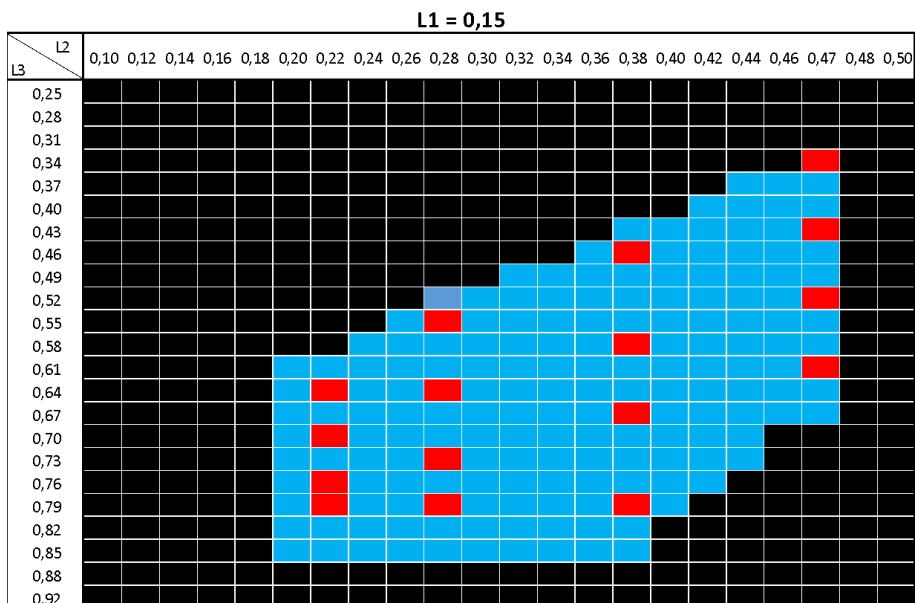


Figura 18 – Mapa de simulações para $L1 = 0,15$.

Fonte: elaborado pelo autor.

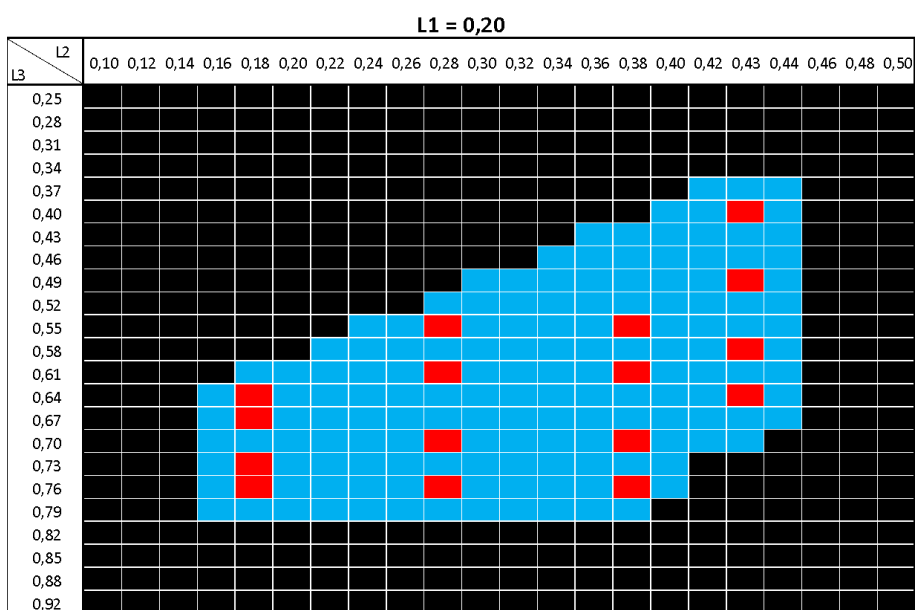


Figura 19 – Mapa de simulações para $L1 = 0,20$.

Fonte: elaborado pelo autor.

Um compilado das simulações realizadas foi organizado no Quadro 4.

DESIGNS PROPOSTOS								
L1	L2	L3	L1	L2	L3	L1	L2	L3
0,1	0,18	0,7	0,15	0,18	0,65	0,2	0,18	0,65
		0,75			0,7			0,68
		0,8			0,75			0,72
		0,85			0,8			0,75
	0,28	0,6		0,28	0,55		0,28	0,55
		0,68			0,63			0,62
		0,77			0,72			0,69
		0,85			0,8			0,75
	0,38	0,5		0,38	0,45		0,38	0,55
		0,62			0,57			0,62
		0,73			0,68			0,69
		0,85			0,8			0,75
	0,48	0,4	0,48	0,35	0,43	0,4		
		0,48		0,43		0,48		
		0,57		0,52		0,57		
		0,65		0,6		0,65		

Quadro 4 – Designs simulados.

Fonte: elaborado pelo autor.

3.8 Superfície de resposta

O último passo do método Design Construtal proposto neste trabalho consiste em avaliar como cada grau de liberdade interfere no desempenho global do trocador de calor.

O meio escolhido para demonstração dos resultados foi a partir de uma superfície de resposta. Este método permite organizar os resultados de simulações numéricas em interfaces gráficas que facilitam a análise de resultados e a avaliação da interdependência de cada variável de interesse sobre os resultados obtidos.

Uma regressão matemática é uma técnica que tem como resultado uma equação matemática capaz de descrever o relacionamento entre variáveis. Esta técnica pode ser aplicada quando alguns resultados do parâmetro de saída são calculados (variável dependente, $\tilde{T}_{max,min}$) e estes resultados são produtos de uma série de condições específicas (variáveis independentes), tidas neste trabalho como os graus de liberdade do problema (BAS e BOYAC, 2007).

Foi utilizado um método de regressão numérica (LENTH, 2009 e WILKINSON e ROGERS, 1973), disponível na biblioteca *RSM* do *software* RStudio, versão 1.4.1717 2009-2021, para determinação de uma equação geral capaz de prever o comportamento do indicador de desempenho escolhido a partir dos resultados obtidos a partir da simulação numérica dos casos propostos no subcapítulo 3.7 deste trabalho.

Posteriormente, estes resultados foram convertidos para uma linguagem gráfica através de uma superfície de resposta, formada a partir de gráficos de contorno calculados a partir da equação geral resultante. A partir destes mapas é possível analisar como diferentes combinações influenciam no valor da variável de resposta escolhida e quais graus de liberdade são mais determinantes para a construção de um design com melhor desempenho.

4 RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados obtidos utilizando o método Design Construtal proposto neste estudo para duas velocidades de escoamento, com Re iguais a 100 e 1000. São analisados os designs ótimos e o efeito da variação da geometria no desempenho do sistema.

4.1 Verificação

A verificação do modelo matemático foi desenvolvida de maneira comparativa com base no modelo base estabelecido por Almerbati et al. (2018), que também fora utilizado como exemplo de comparação por Samal et al. (2019). O volume de controle, conforme descrito anteriormente, consistia em uma placa sólida quadrada de lado L e espessura (y) $0,1 L$, com volume fixo, ao qual foi embutida uma serpentina de diâmetro $0,01$ em seu centro, conforme Figura 14, cujo casco foi mantido a uma temperatura constante de 293 K. As propriedades do sólido, fluido e volumes de controle foram também mantidas idênticas à referência e já foram citadas no subcapítulo 3.1, que trata do modelo matemático.

As simulações numéricas foram conduzidas no *software* Ansys 2020 versão R2, com a modelagem de uma malha computacional tetraédrica com $4,5 \times 10^5$ elementos.

Os mapas de temperatura obtidos por Almerbati et al. (2018) podem ser comparados com o mapa de temperaturas obtidos pelo modelo numérico proposto neste trabalho através da Figura 20.

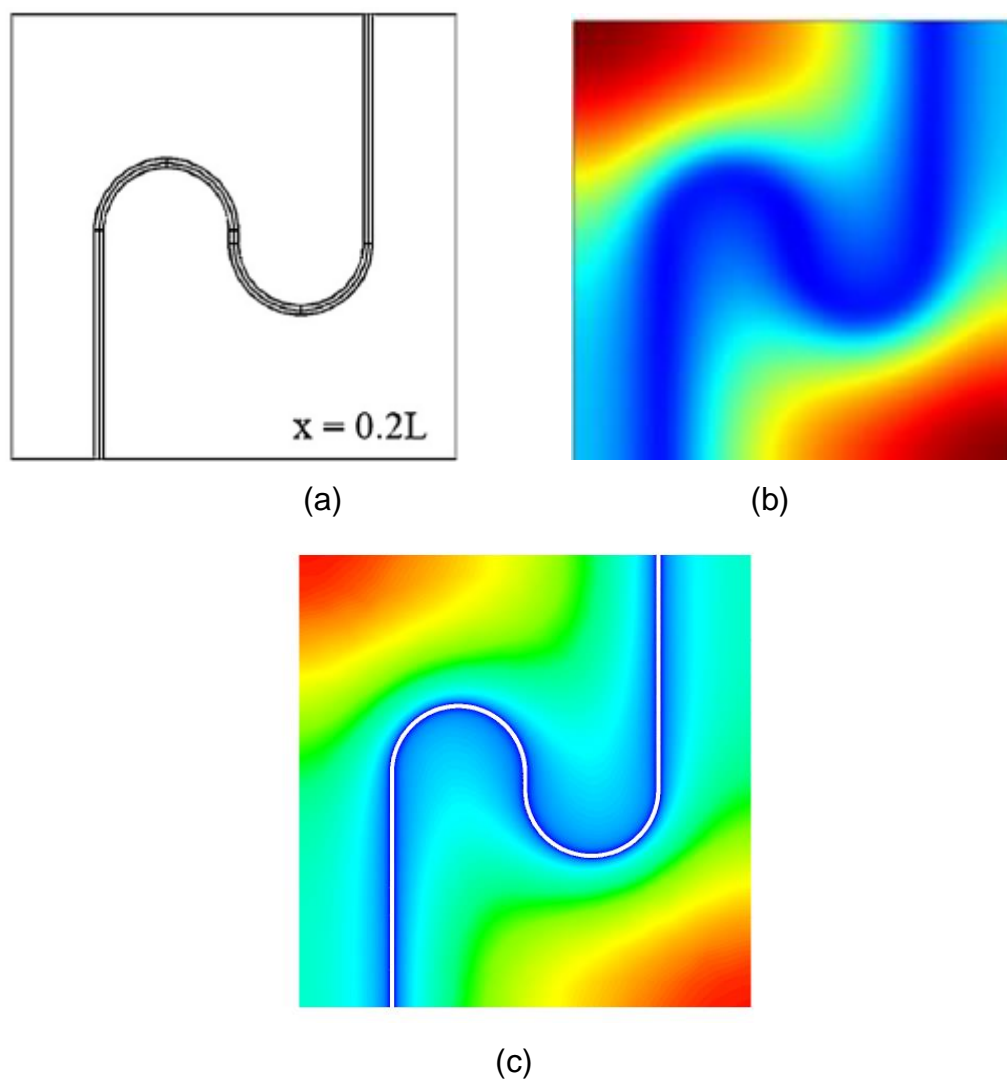


Figura 20 – Contornos de temperatura importantes para o processo de verificação.

(a) Modelo físico original; (b) mapa de temperaturas obtidos por Almerbati et al. (2018); (c) mapa de temperaturas obtido pelo presente trabalho.

Fonte: adaptado de Almerbati et al. (2018) e o autor.

Os resultados numéricos obtidos encontram-se no Quadro 5.

A máxima diferença percentual entre os resultados do presente trabalho e a referência base de Almerbati et al. (2018), foi de 7,50 %, devido à diferença de interpretação do sistema entre a referência e o presente estudo. Em Almerbati et al. (2018), foi considerado que as paredes do tubo estariam a uma temperatura uniforme de 293 K, desprezando, assim, os efeitos do aquecimento do fluido inerente ao escoamento no interior de um sólido aquecido. Quando comparados os resultados deste trabalho com Samal et. al. (2019), onde ambas as simulações foram

desenvolvidas englobando o ganho de temperatura do fluido, o erro relativo máximo encontrado foi de 3,91 %, o que é satisfatório para este tipo de aplicação.

\bar{T}			
Parâmetro construtivo (x/L)	Almerbati et al. (2018)	Presente estudo	Diferença percentual
0,20	8,88	9,44	6,00%
0,35	10,43	11,18	6,69%
0,40	11,36	12,28	7,50%
\bar{T}			
Parâmetro construtivo (x/L)	Samal et al. (2019)	Presente estudo	Diferença percentual
0,20	9,13	9,44	3,31%
0,35	10,83	11,18	3,11%
0,40	11,80	12,28	3,91%

Quadro 5 – Comparação da temperatura adimensional entre o presente estudo e artigos referência.

Fonte: elaborado pelo autor.

4.2 Simulações numéricas

O conjunto de designs propostos no Quadro 4 foi simulado numericamente de acordo com as propriedades estabelecidas e explanadas no decorrer do Capítulo 3 deste trabalho. As propriedades do sólido e fluido foram mantidas constantes, porém a velocidade do escoamento foi variada para testar a sua influência nos resultados obtidos. Esta mudança das condições de contorno do escoamento se traduz na alteração do número de Reynolds inerente aos dois casos simulados. Primeiramente, foi estipulado escoamento com Re igual a 1000 e, em seguida, a velocidade na entrada da tubulação foi reduzida em 10 vezes, recorrendo em Re igual a 100.

Pela característica da geometria do sistema, consequência da geometria da tubulação, é esperado ao lado direito da placa, detentora da metade final do tubo, se formem pontos quentes, uma vez que o fluido já passou por aquecimento à montante. Conforme esta área quente se prolifera pelo sólido devido à baixa eficácia do sistema de resfriamento, é identificado o acréscimo da temperatura adimensional máxima

registrada, \tilde{T}_{max} , no sistema. Sendo assim, espera-se que geometrias de tubulação com maior abrangência nas laterais da placa sejam capazes de retirar mais calor do sistema em relação às geometrias concentradas nas regiões centrais. Entretanto, deslocar a tubulação indiscriminadamente às extremidades da placa desequilibra o sistema e resulta em baixo desempenho de resfriamento. Esta ação apenas desloca os pontos quentes observados antes nas laterais para o centro, formando uma nova área sob baixa influência do arrefecimento.

Dentro desta faixa de variação, entre uma geometria concentrada e uma que atinja os limites do corpo, existe uma configuração ótima, que resultará em uma \tilde{T}_{max} de valor absoluto mínimo entre os designs que atendam às limitações físicas definidas.

4.3 Resultados para escoamento com Reynolds igual a 1000

Os resultados obtidos para o sistema com escoamento de água com $Re = 1000$ estão sintetizados nesta sessão. Primeiramente, foram simulados casos genéricos dentro de um espectro de simulações viáveis, definidos nos mapas de simulação da sessão 3.7 deste trabalho. Posteriormente, foram determinadas as superfícies de resposta e equação geral que ajusta os valores do indicador de desempenho do problema a partir da variação dos comprimentos dos graus de liberdade propostos. Através desta equação geral, foi definida uma configuração ótima para o sistema.

4.3.1 Simulações numéricas

A Figura 21 contém o mapa de temperaturas do plano médio de diversas geometrias analisadas. Ela aponta o comportamento do indicador de desempenho conforme os graus de liberdade do problema variam livremente entre si, influenciados pela formação de pontos quentes que são resultados do impacto que a distribuição do sistema de arrefecimento detém sobre o sólido aquecido.

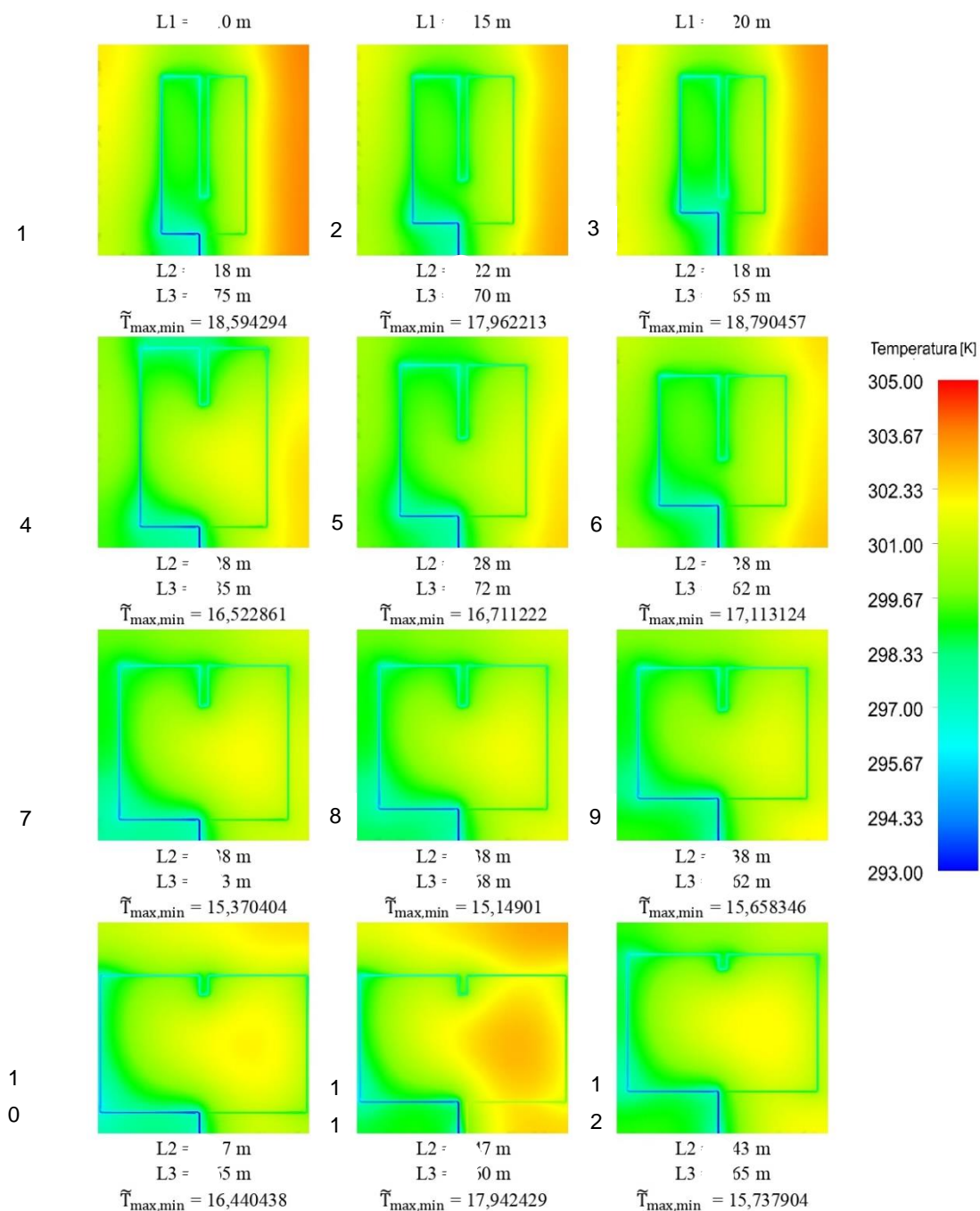


Figura 21 - Mapas de temperatura do plano médio de alguns dos designs simulados com $Re = 1000$.

Fonte: elaborado pelo autor.

Através da análise dos contornos de temperatura da Figura 21, notou-se o comportamento do fluido no que diz respeito à sua troca de calor com o sólido aquecido, bem como o efeito do redimensionamento dos graus de liberdade sobre a formação de pontos quentes.

O fluido, que entrou na tubulação a 293 K, passou por um processo de aquecimento mais acentuado na primeira metade do percurso, enquanto o trecho final permaneceu com temperatura praticamente constante em torno de 300 K. Logo no início do percurso, com água a temperatura mais baixa, o escoamento também ainda não estava plenamente desenvolvido, resultando em coeficiente de transferência de calor (h) maior que nas regiões subsequentes. Um coeficiente de transferência de calor maior resulta em uma troca de calor da superfície para o fluido de maior magnitude, estando este fator ligado à temperatura sensível medida nas regiões próximas ao trecho de tubulação em questão. É também perceptível que nas regiões próximas às curvas da tubulação a transferência de calor do sólido para o fluido é mais acentuada, a notar-se pela formação de regiões de menor temperatura. Este efeito também está ligado ao incremento da turbulência no escoamento, elevando assim o efeito da convecção nestas regiões.

No que diz respeito à geometria da tubulação, também é possível notar, através da análise da Figura 21 que a variação do grau de liberdade $L2$ é determinante sobre o resultado do indicador de desempenho analisado. Se comparado o caso 8 ($L1 = 0,15$, $L2 = 0,38$ e $L3 = 0,68$), que registrou o menor \tilde{T}_{max} , entre todos os casos simulados para $Re = 1000$ com o caso 3, onde $L1 = 0,20$, $L2 = 0,18$ e $L3 = 0,65$, nota-se que a razão entre a medida $L2$ para os dois casos, de 2,11, reflete em um \tilde{T}_{max} muito mais alto. Este fato se deve à baixa amplitude lateral do sistema de resfriamento dentro do sólido, criando áreas de baixa influência do sistema de arrefecimento próximo às laterais do volume aquecido. A formação de pontos quentes foi atenuada ao lado esquerdo do sólido por conta da proximidade às áreas onde o fluido ainda registra temperaturas próximas à sua temperatura de entrada e onde o escoamento não está plenamente desenvolvido. Porém, na segunda metade do caminho a transferência de calor não é efetiva, visto que o fluido já se encontra na mesma temperatura do sólido, tornando as condições favoráveis à formação de pontos quentes. Para o caso 3, fica evidente que a concentração da tubulação ao centro prejudica a capacidade de resfriamento global, enquanto no caso 8, mais equilibrado, o desempenho do sistema é otimizado.

Uma das restrições impostas pelo MDC aplicado neste trabalho foi a manutenção do comprimento total da tubulação L_c , igual a 3,6 L . Assim, um aumento indiscriminado da cota $L2$ não resulta em melhorias, uma vez que o aumento de um determinado grau de liberdade limita a possibilidade de crescimento dos demais,

como é o caso de $L3$. Neste contexto, em destaque estão os casos 10 e 11. É possível notar que se formaram dois pontos quentes que prejudicaram o desempenho global quando a cota $L2$ é aumentada. Primeiramente, o achatamento de $L3$ cria uma região de baixa influência no trecho superior do bloco, aquecendo a região acima dos parâmetros vistos na geometria de melhor desempenho. Além disso, também se nota que o recuo da tubulação na região central (medida $L5$) favorece a formação de pontos quentes no centro do corpo, resultando em um maior valor absoluto de \tilde{T}_{max} nestes casos em relação à melhor geometria.

A fim de provar a afirmação anterior de que a maximização de $L2$ não foi decisiva para o processo de obtenção da geometria otimizada, foi analisada uma geometria extra, onde $L2$ foi levado a um valor próximo ao limite físico máximo para este problema, conforme a Figura 22. Nesta geometria, $L1 = 0,15$, $L2 = 0,47$ e $L3 = 0,35$.

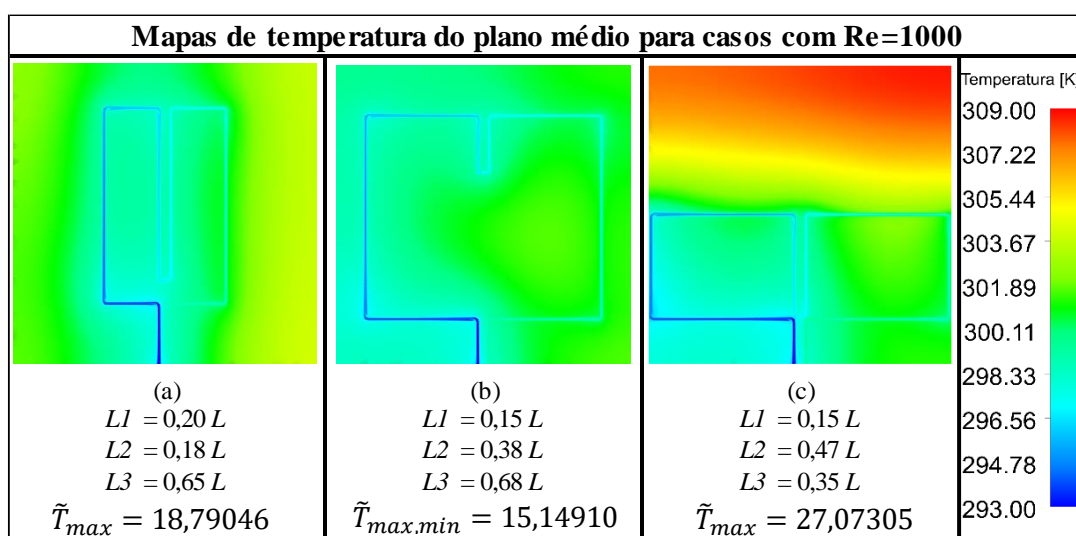


Figura 22- Mapas de temperatura de variados designs com $Re = 1000$ obtidos para: a) design de tubulação centralizada, com comprimento $L2$ reduzido; b) design de tubulação ótimo obtido para o sistema; c) design de tubulação achatada, com parâmetro $L2$ maximizado, que apresentou pior desempenho entre os casos avaliados.

Analisando o indicador de desempenho T_{max} para todas as geometrias simuladas, existe um incremento de desempenho entre a pior geometria, Fig. (21c), com $\tilde{T}_{max} = 27,07305$ e a geometria ótima, Fig. (21b), com $\tilde{T}_{max,min} = 15,14901$, de 44%.

O Quadro 6 apresenta os resultados obtidos para todas as geometrias testadas via simulação numérica para o escoamento com Reynolds igual a 1000.

Re = 1000											
L1	L2	L3	\tilde{T}_{max}	L1	L2	L3	\tilde{T}_{max}	L1	L2	L3	\tilde{T}_{max}
0,1	0,18	0,70	19,4274	0,15	0,22	0,65	18,5495	0,2	0,18	0,65	18,7905
0,1	0,18	0,75	18,5943	0,15	0,22	0,70	17,9622	0,2	0,18	0,68	19,2354
0,1	0,18	0,80	18,6843	0,15	0,22	0,75	18,0828	0,2	0,18	0,72	19,2744
0,1	0,18	0,85	24,6969	0,15	0,22	0,80	18,2431	0,2	0,18	0,75	19,3536
0,1	0,28	0,60	19,9376	0,15	0,28	0,55	19,9846	0,2	0,28	0,55	18,3396
0,1	0,28	0,68	17,3235	0,15	0,28	0,63	17,3847	0,2	0,28	0,62	17,1131
0,1	0,28	0,77	24,8161	0,15	0,28	0,72	16,7112	0,2	0,28	0,69	17,2518
0,1	0,28	0,85	16,5229	0,15	0,28	0,80	18,0479	0,2	0,28	0,75	17,3870
0,1	0,38	0,50	22,4274	0,15	0,38	0,45	22,8696	0,2	0,38	0,55	16,6294
0,1	0,38	0,62	17,5174	0,15	0,38	0,57	17,6300	0,2	0,38	0,62	15,6583
0,1	0,38	0,73	15,3704	0,15	0,38	0,68	15,1490	0,2	0,38	0,69	15,8129
0,1	0,38	0,85	16,6328	0,15	0,38	0,80	16,3655	0,2	0,38	0,75	16,1018
0,1	0,47	0,40	27,0355	0,15	0,47	0,35	27,0731	0,2	0,43	0,40	22,0538
0,1	0,47	0,48	22,9840	0,15	0,47	0,43	22,9532	0,2	0,43	0,48	18,6533
0,1	0,47	0,57	19,2211	0,15	0,47	0,52	19,2554	0,2	0,43	0,57	15,8251
0,1	0,47	0,65	16,4404	0,15	0,47	0,60	17,9424	0,2	0,43	0,65	15,7379

Quadro 6 – Resultados obtidos para todos os designs testados com escoamento definido com $Re = 1000$.

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.3.2 Avaliação de resultado da geometria ótima com variação do escoamento

Os resultados obtidos nesta série de simulações são próximos a alguns casos de geometrias de alta complexidade (casos 4 e 6) apresentados por Samal et al. (2019), que registraram valores de $\tilde{T}_{max} \approx 15$ para sua geometria com $Lc = 3,6$, porém com escoamento ainda mais rápido, com $Re = 1996$, conforme destacado na Figura 23.

A proposta de geometrias de maior complexidade permite o desenvolvimento de tubulações mais longas do que as geometrias sem reentradas. A presença de curvas na tubulação provoca perda de carga no escoamento, o que reduz o desempenho global do sistema. Este fato pode ser comprovado quando são comparados os valores de \tilde{T}_{max} obtidos pelos pesquisadores para o mesmo comprimento de tubulação. Entretanto, quando se analisa a capacidade de extração

de calor pelas geometrias longas em comparação com as tubulações curtas, é possível perceber que a amplitude da tubulação torna possível reduzir a temperatura máxima além do limite físico das geometrias curtas, o que é muito útil em aplicações de grande densidade térmica.

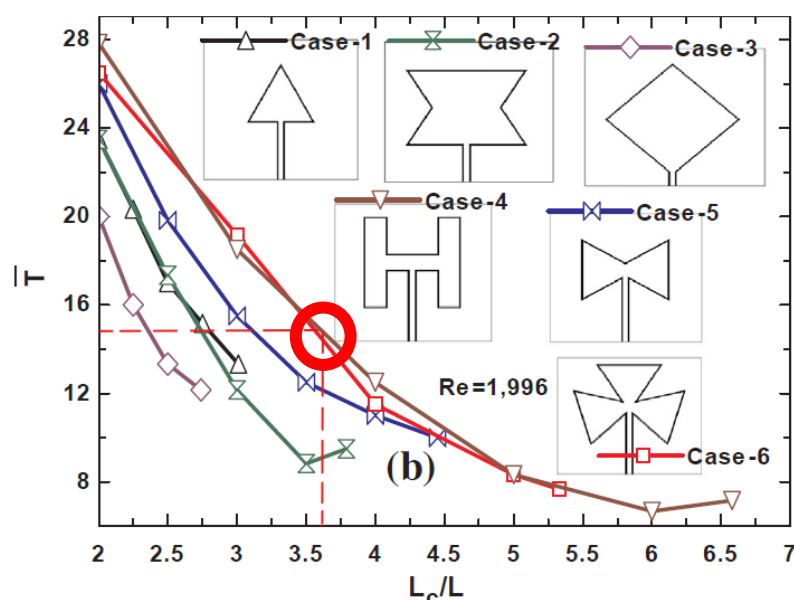
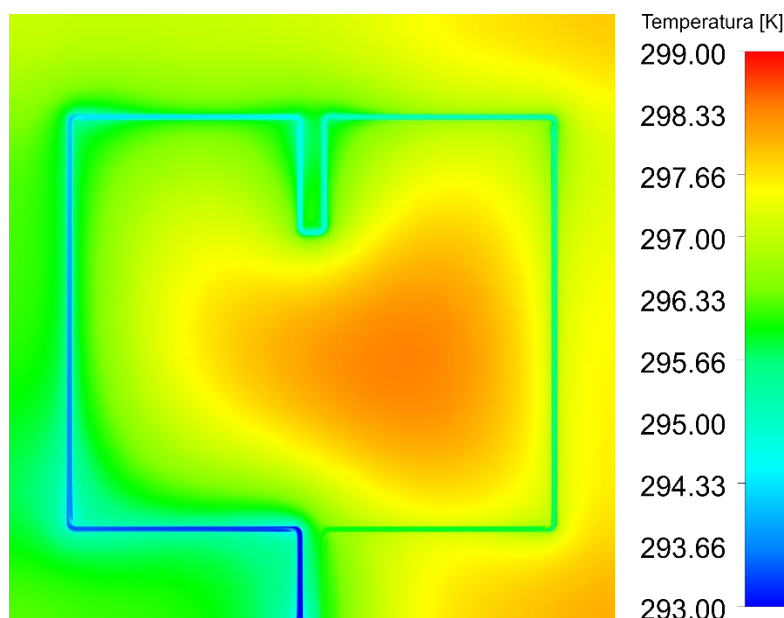


Figura 23 – Resultados obtidos por Samal et. al (2019) para diferentes geometrias analisadas para Re = 1996.

Fonte: adaptado de Samal et. al (2019).

Não esquecendo que, como já dito anteriormente e ainda reforçado no subcapítulo 4.4 a seguir, é um erro imaginar que a geometria ótima encontrada para as condições de escoamento com Reynolds 1000 será a mesma geometria ótima quando novas velocidades forem analisadas. Partindo deste fato, portanto assumindo que uma nova busca pela geometria ótima ainda iria otimizar os resultados já obtidos, bem como que a comparação a seguir é mera aproximação, a geometria apresentada na Figura 22 (b) fora submetida ao dobro da velocidade de escoamento, se aproximado das velocidades testadas por Samal et. al (2019). Esta comparação foi feita para demonstrar como o design proposto nesta pesquisa é capaz de cumprir a função de extração de calor com grande destaque em comparação com as referências obtidas em trabalhos anteriores, mesmo sem cumprir todo o rigor da correta aplicação do método aqui proposto.

Na Figura 24 está disposto o mapa de temperaturas da geometria ótima obtida pelo método com escoamento com $Re=1000$, submetida ao dobro da velocidade de escoamento.



$$Re = 2000 \mid L1 = 0,15 \mid L2 = 0,38 \mid L3 = 0,68$$

$$\tilde{T}_{max} = 9,4792$$

Figura 24 – Mapa de temperatura do plano médio da geometria ótima obtida para $Re=1000$, submetida a $Re=2000$.

A temperatura máxima adimensional obtida para a geometria com $L1 = 0,15$, $L2 = 0,38$ e $L3 = 0,68$, submetida a $Re=2000$, é $\tilde{T}_{max} = 9,4792$. Este resultado apresenta uma redução de 36,8% na temperatura observada no sólido em comparação com os resultados obtidos por Samal et. al (2019) para geometrias submetidas às mesmas condições de escoamento e comprimento da tubulação análogas, o que demonstra um grande potencial para o design proposto neste trabalho.

4.3.3 Superfícies de resposta

A Figura 25 mostra a dispersão dos resultados obtidos numericamente com a resposta dada pela equação geral obtida pelo método de regressão linear aplicado.

O *Mean Absolute Error* (MAE), bem como o coeficiente de determinação (R^2) são os dois indicadores principais para avaliação de uma regressão matemática. O MAE mede a média absoluta dos desvios da variável de saída observadas entre o modelo proposto e os dados de entrada. Já o R^2 , que varia de 0 a 1, representa a quantidade da variância dos dados que pode ser explicada pelo modelo linear. Quanto mais próximo de 1, maior é a proporção dos dados que o modelo consegue explicar.

A regressão conduzida para os dados de Re 1000 resultou em um MAE associado de 0,707431, enquanto o R^2 foi de 0,8083.

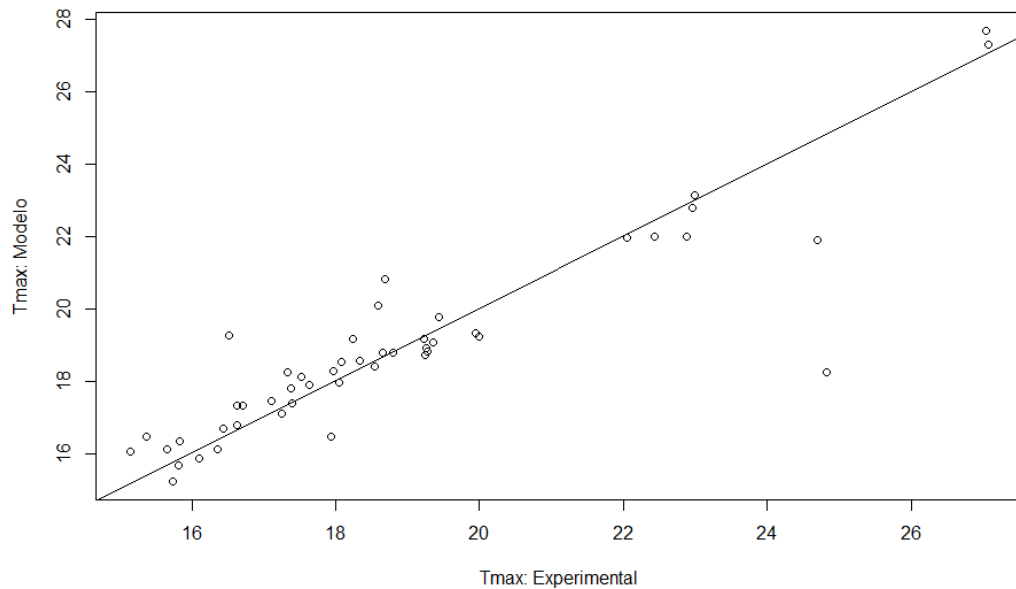


Figura 25 - Curva de relação entre resposta da simulação (pontos) e resposta do modelo estatístico (linha).

Fonte: elaborado pelo autor.

A equação 4.1 determina \tilde{T}_{max} em função dos graus de liberdade $L1$, $L2$ e $L3$.

$$\begin{aligned} \tilde{T}_{max} = & 45,60 + 26,78 L1 + 117,5 L1^2 + 68,32 L2 + 10,01 L2^2 - 80,49 L3 + 75,92 L3^2 \quad (4.1) \\ & - 400,11 L1 L2 - 102,33 L1 L3 - 126,74 L2 L3 + 567,45 L1 L2 L3 \end{aligned}$$

Os gráficos de contorno obtidos a partir da equação 4.1 estão dispostos na Figura 26.

Os contornos de temperatura fornecem informações que permitem entender a influência que as variações dos graus de liberdade têm sobre o indicador de desempenho do problema, neste caso, \tilde{T}_{max} .

Avaliando o mapa da Figura 26, é possível perceber que a variável $L3$ possui baixa interferência sobre o resultado, uma vez que os valores mínimos possíveis já foram definidos como sendo a partir de $0,4 L$, porém os resultados de melhor desempenho se concentram nas regiões de $0,6 > L3 > 0,75$, onde há baixa variação de temperatura segundo o mapa.

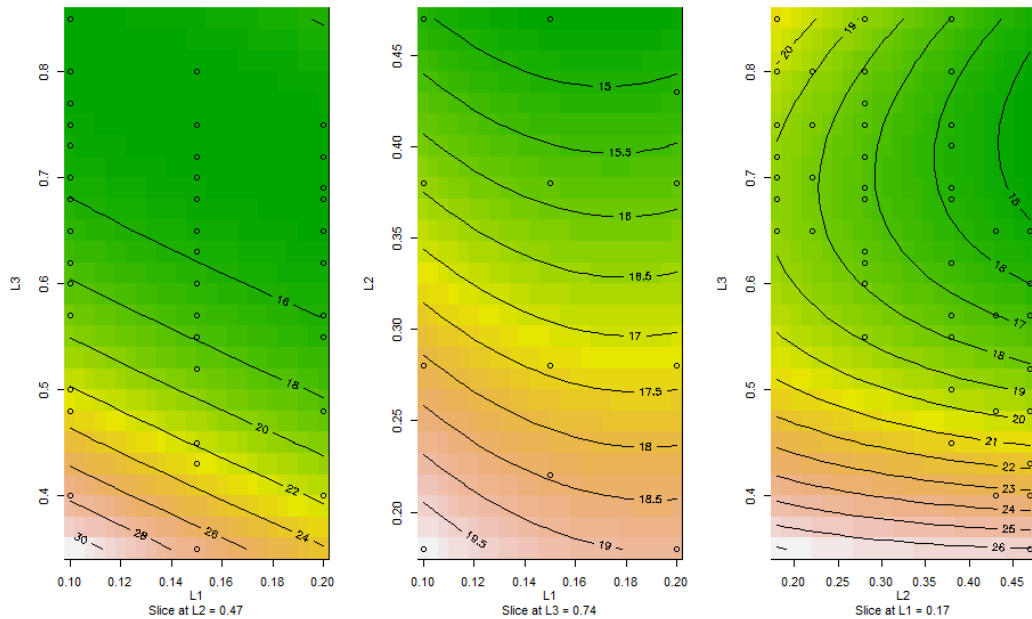


Figura 26 - Contornos de diferentes graus de liberdade.

Fonte: elaborado pelo autor.

O segundo mapa de contornos da Figura 26 fornece representação clara acerca do comportamento de temperaturas quando $L2$ possui valor baixo, caracterizando uma tubulação concentrada ao centro do sólido. Existe um gradiente de temperatura acentuado para valores de $L2$ baixos até $0,4 L$, onde a variação de temperatura começa a se estabilizar, mas ainda com tendência decrescente, comprovando os resultados obtidos anteriormente. A interferência de $L1$ é muito sentida quando os valores de $L2$ estão dentro desta zona de grande gradiente de temperatura, mas se atenua conforme a geometria da tubulação chega às laterais do bloco. A sua tendência de otimização aponta para valores de $L1$ entre $0,15 L$ e $0,18 L$.

Já o terceiro mapa da Figura 26, $L2 \times L3$, reafirma que o valor de $L3$ ótimo está dentro de uma faixa de $0,6 L$ a $0,8 L$, onde as melhores combinações entre estes dois

graus de liberdade acontecem para valores de L_2 acima de $0,35 L$, exatamente como a Figura 21 demonstrou anteriormente.

De modo geral, os contornos de temperatura se mostraram fiéis ao conjunto de simulações desenvolvido na Figura 21, além dos demais casos que constam no plano de simulações apresentado no Quadro 4. Dessa forma, demonstrou-se que este método de análise é válido para a elaboração de planos de simulação coerentes.

Os contornos de temperatura em duas dimensões podem ser combinados e convertidos em uma superfície de respostas em três dimensões, conforme a Figura 27.

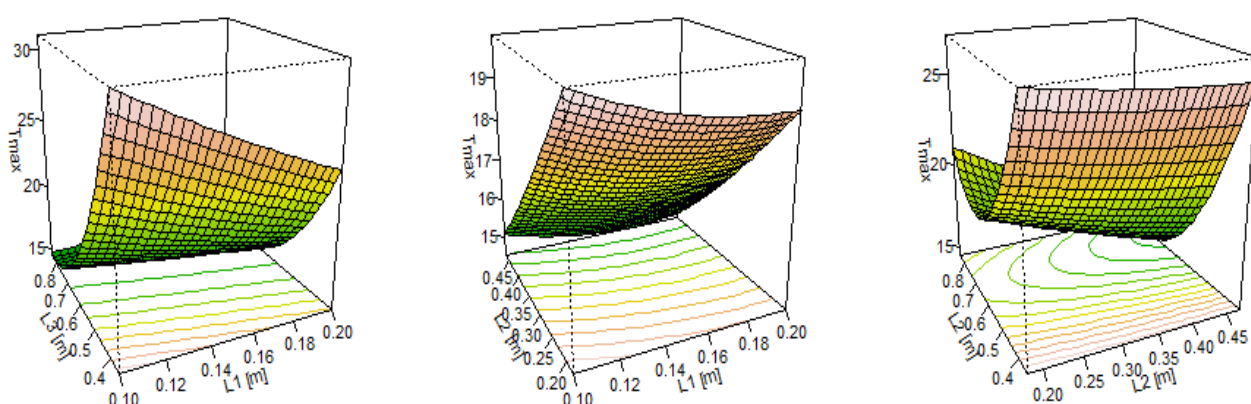


Figura 27 – Contornos de temperatura adimensional tridimensional.

Fonte: elaborado pelo autor.

A visualização em três dimensões dos contornos de temperatura corrobora os resultados reportados anteriormente, mas acrescenta um recurso visual importante na interpretação dos resultados. A busca pela melhor geometria se dá nas áreas onde a forma atinge os seus pontos mínimos, expressos em função da temperatura adimensional máxima do sistema. Não foi formada uma depressão clara o bastante na Figura 27 para se afirmar que existe um design com resultado expressivamente melhor que geometrias com medidas semelhantes. O que se pode observar é uma zona de bons resultados com baixa variação, o que torna o protótipo proposto de certa forma moldável para aplicações práticas onde possam existir outras restrições não declaradas neste emprego teórico.

4.4 Resultados para escoamento com Reynolds igual a 100

Os resultados obtidos anteriormente para Reynolds 1000 foram replicados, desta vez com escoamento mais lento, com Reynolds 100.

4.4.1 Simulações numéricas

O mesmo procedimento de simulação adotado anteriormente para escoamento com $Re = 1000$ foi adotado para o conjunto com $Re = 100$. A Figura 28 sintetiza os resultados obtidos para doze dos quarenta e oito casos simulados com o novo padrão de velocidade.

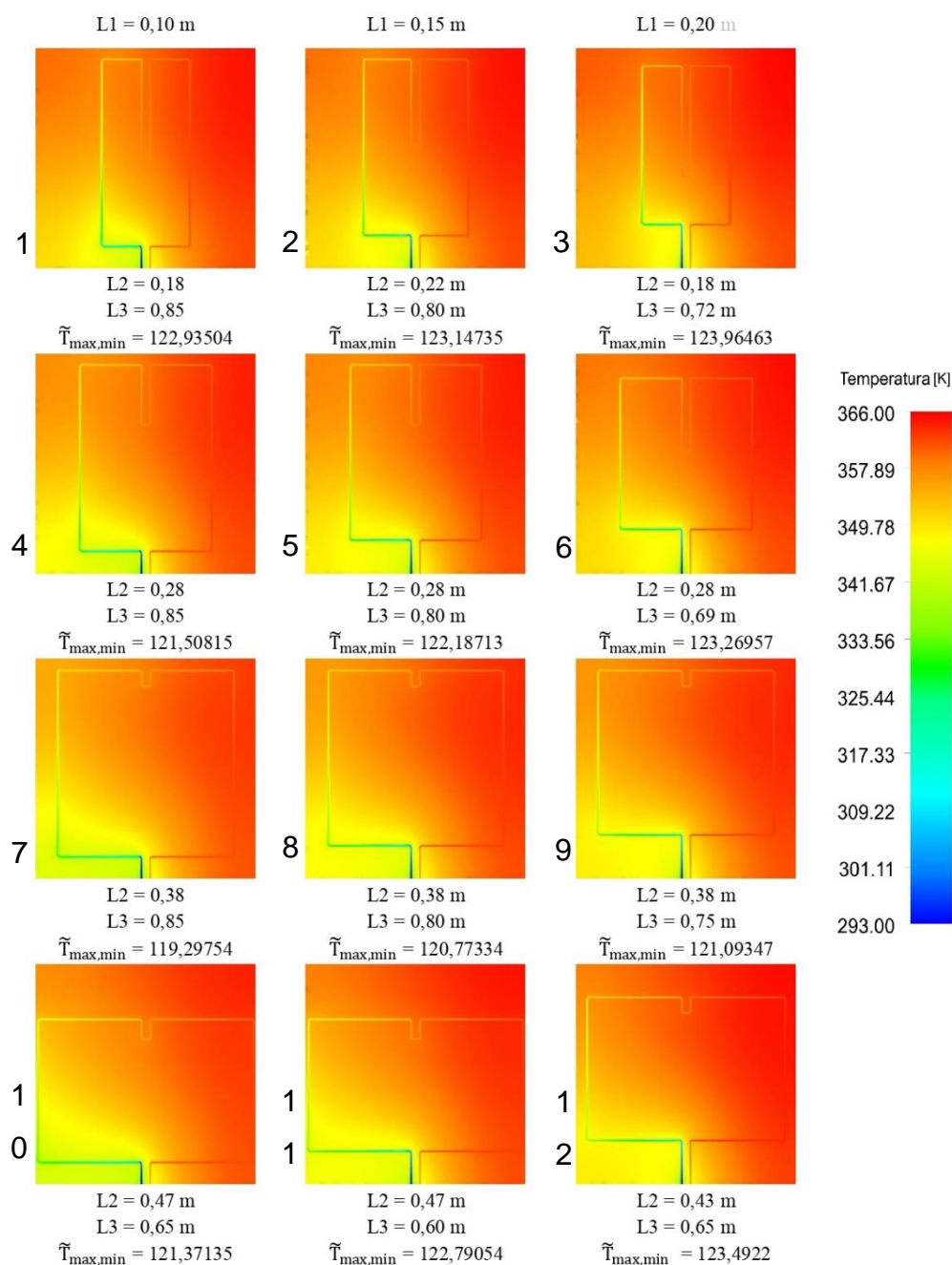


Figura 28 - Mapas de temperatura do plano médio de alguns dos designs simulados com $Re = 100$.

Fonte: elaborado pelo autor.

Os contornos de temperatura da Figura 28 demonstram o efeito da redução de velocidade do escoamento sobre a temperatura medida no bloco. O corte de velocidade em 90% proposto para o caso de Reynolds 100 em relação a Reynolds 1000 resultou em um valor de $\tilde{T}_{max,min}$ 787% maior entre melhores casos testados para cada velocidade. Este efeito era esperado, uma vez que a velocidade é uma grandeza que afeta a capacidade de extração de calor, \dot{Q} , do sistema de resfriamento,

já que o fluido de arrefecimento é renovado mais lentamente. Quando o calor não é extraído do sistema, ou neste caso é extraído em uma taxa muito reduzida, será notável o aumento de temperatura.

Analisadas as geometrias com melhor e pior desempenho da Figura 28, nota-se que o padrão estabelecido anteriormente para $Re = 1000$, onde as geometrias de tubulação mais distribuídas pelo bloco apresentam melhores resultados, foi mantido com o novo perfil de velocidade. O menor valor de \tilde{T} observado na Figura 28 corresponde ao caso 7, onde $L1 = 0,1$, $L2 = 0,38$ e $L3 = 0,85$, com $\tilde{T} = 119,29754$. Já maior valor de \tilde{T} foi obtido no caso 3, onde $L1 = 0,2$, $L2 = 0,18$ e $L3 = 0,72$, com $\tilde{T} = 123,96463$. Nota-se que os resultados obtidos para a segunda rodada de simulações apontaram para geometrias com os mesmos valores de $L2$ para os melhores e piores casos, o que comprova a grande relevância desse grau de liberdade sobre o conjunto estudado. Porém, deve ser mencionado que existe uma grande diferença no tamanho da reentrada da tubulação, expressa pela medida $L5$, para as geometrias otimizadas com diferentes Reynolds. Este aumento se deve à restrição imposta de que o comprimento total da tubulação, Lc , deve ser mantido fixo. Para os casos com escoamento mais lento, o grau de liberdade $L3$ otimizado possui módulo maior que o encontrado no caso anterior. Uma vez que $L2$ manteve-se igual e $L3$ aumentou, houve redução da cota $L5$.

Este fato revela que a adimensionalização do caso em estudo permite escalar o valor L , mantendo-se a proporcionalidade de resultados, desde que as propriedades do escoamento permaneçam constantes. Dessa forma, desde que mantidas as proporções de forma, a geometria otimizada segue a mesma. Porém, quando qualquer propriedade do escoamento sofre alteração, deve-se conduzir um novo conjunto de simulações para obtenção da nova geometria otimizada.

Mais uma vez foram testados os limites de $L2$ sobre a geometria com escoamento lento, com resultados dispostos na Figura 29. A redução da velocidade do escoamento, refletindo em $Re = 100$, resultou em um patamar de temperaturas registradas no sistema muito mais elevado do que o anterior. Um escoamento com estas características fez com que o fluido circulasse no sistema de forma quase estacionária, provocando um aquecimento muito precoce e uma condição de quase paridade térmica com o sólido na segunda metade da tubulação. Em outras palavras, o fluido praticamente deixou de resfriar o material sólido em uma proporção grande

do volume total do bloco. Ainda assim, observou-se que o MDC aplicado resultou em uma geometria otimizada, com ganho de performance de 7% entre o melhor e o pior design, novamente com maior interferência do grau de liberdade $L2$ sobre o indicador de desempenho.

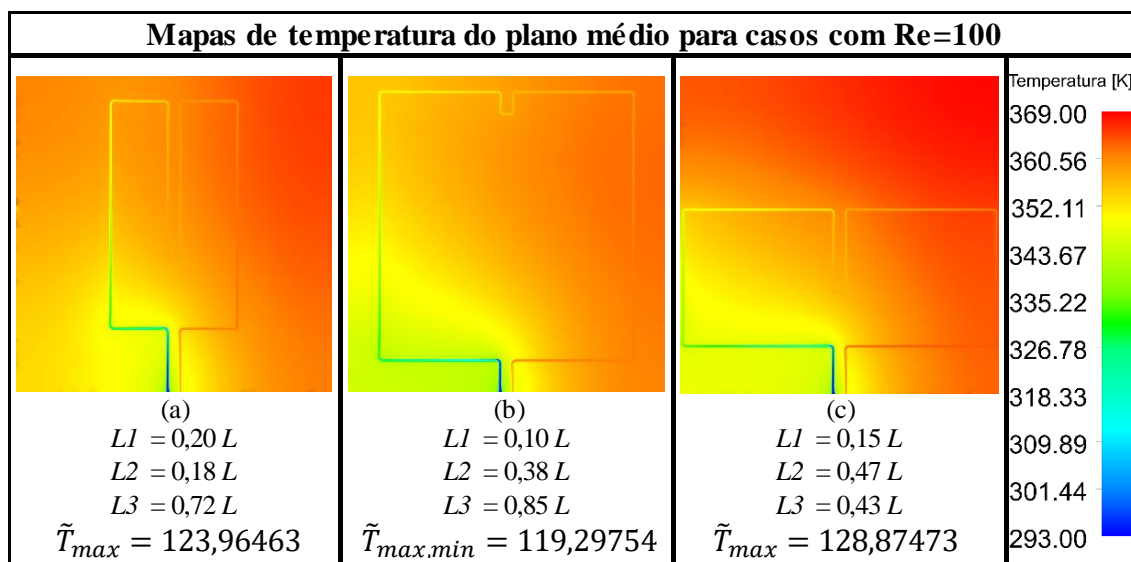


Figura 29 - Mapas de temperatura de variados designs com $Re = 100$ obtidos para: a) design de tubulação centralizada; b) design de tubulação ótimo obtido para o sistema; c) design com pior desempenho entre os casos avaliados.

O Quadro 7 apresenta os resultados obtidos para todas as geometrias testadas via simulação numérica para o escoamento com Reynolds igual a 100.

Re = 100											
L1	L2	L3	\tilde{T}_{max}	L1	L2	L3	\tilde{T}_{max}	L1	L2	L3	\tilde{T}_{max}
0,1	0,18	0,70	123,5191	0,15	0,22	0,65	124,0616	0,2	0,18	0,65	124,2845
0,1	0,18	0,75	123,7549	0,15	0,22	0,70	123,8896	0,2	0,18	0,68	124,2548
0,1	0,18	0,80	123,6841	0,15	0,22	0,75	123,4861	0,2	0,18	0,72	123,9646
0,1	0,18	0,85	122,9350	0,15	0,22	0,80	123,1474	0,2	0,18	0,75	123,9743
0,1	0,28	0,60	123,8814	0,15	0,28	0,55	124,5509	0,2	0,28	0,55	125,2592
0,1	0,28	0,68	122,5924	0,15	0,28	0,63	123,7971	0,2	0,28	0,62	123,9896
0,1	0,28	0,77	121,6986	0,15	0,28	0,72	122,8134	0,2	0,28	0,69	123,2696
0,1	0,28	0,85	121,5082	0,15	0,28	0,80	122,1871	0,2	0,28	0,75	123,2963
0,1	0,38	0,50	124,9518	0,15	0,38	0,45	126,0298	0,2	0,38	0,55	124,2090
0,1	0,38	0,62	122,5924	0,15	0,38	0,57	124,1166	0,2	0,38	0,62	123,1205
0,1	0,38	0,73	120,6605	0,15	0,38	0,68	122,0791	0,2	0,38	0,69	122,0508
0,1	0,38	0,85	119,2975	0,15	0,38	0,80	120,7733	0,2	0,38	0,75	121,0935
0,1	0,47	0,40	127,4222	0,15	0,47	0,35	128,4549	0,2	0,43	0,40	126,8609
0,1	0,47	0,48	125,3341	0,15	0,47	0,43	128,8747	0,2	0,43	0,48	125,2167
0,1	0,47	0,57	123,0657	0,15	0,47	0,52	124,5268	0,2	0,43	0,57	125,2852
0,1	0,47	0,65	121,3714	0,15	0,47	0,60	122,7905	0,2	0,43	0,65	123,4922

Quadro 7 – Resultados obtidos para todos os designs testados com escoamento definido com Re = 100.

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.4.2 Superfícies de resposta

A Figura 30 demonstra a dispersão dos resultados obtidos numericamente com a resposta dada pela equação geral obtida pelo método de regressão linear aplicado.

A regressão conduzida para os dados de Re 100 resultou em um MAE associado de 0,2183853, enquanto o R² foi de 0,9664. Ambos os indicadores de qualidade retornaram com resultados mais precisos para a regressão numérica conduzida para o escoamento com velocidade reduzida, com erro absoluto médio muito inferior e uma proporção de dados assertivos maior.

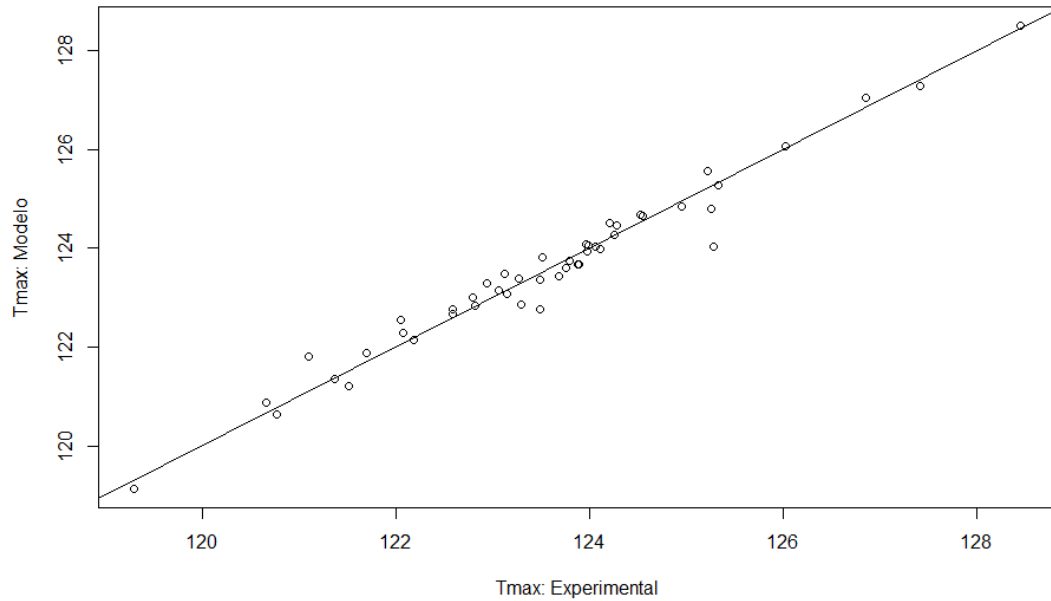


Figura 30 - Curva de relação entre resposta da simulação (pontos) e resposta do modelo estatístico (linha).

Fonte: elaborado pelo autor.

A equação 4.2 determina \tilde{T}_{max} em função dos graus de liberdade L1, L2 e L3.

$$\begin{aligned} \tilde{T}_{max} = & 122,397 + 40,4967 L1 - 43,7762 L1^2 + 36,8917 L2 + 1,4745 L2^2 - 0,8903 L3 \quad (4.2) \\ & + 7,7336 L3^2 - 103,973 L1 L2 - 43,3545 L1 L3 - 76,7107 L2 L3 \\ & + 200,4591 L1 L2 L2 \end{aligned}$$

Os gráficos de contorno obtidos a partir da equação 4.2 estão dispostos na Figura 31.

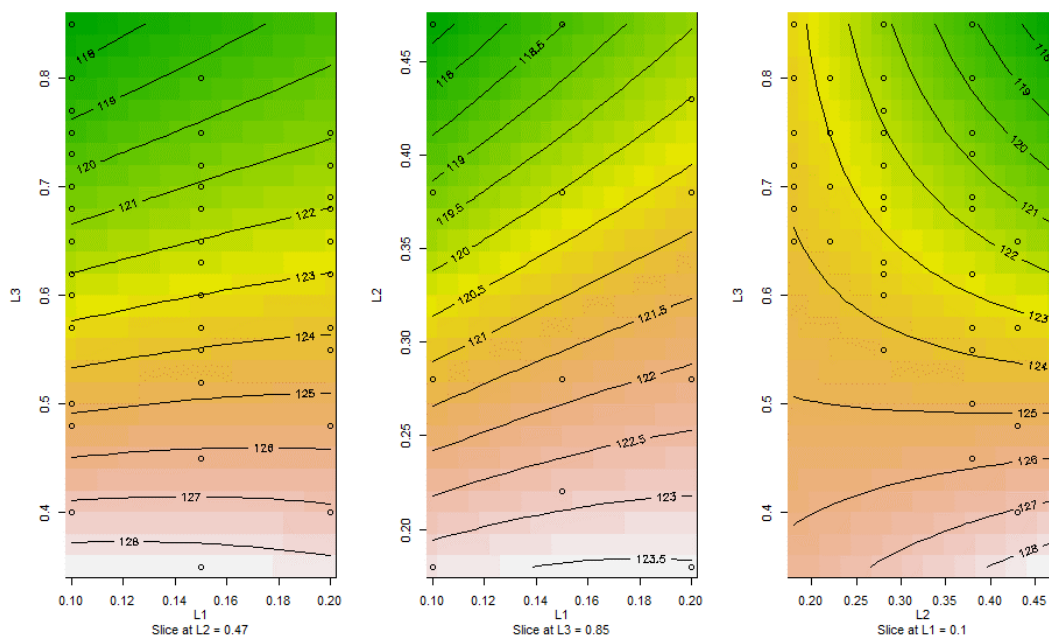


Figura 31 - Gráfico de contornos para diferentes graus de liberdade.

Fonte: elaborado pelo autor.

Pela análise dos mapas constantes na Figura 31, é notável a baixa interferência da variável $L1$ quando comparada com $L3$ (mapa à esquerda). Quando comparada com a cota $L2$ (mapa central), $L1$ possui um gradiente de interferência maior conforme aumentam os valores de $L2$, com melhores resultados conforme mais baixo o valor correspondente para $L1$. Quando analisado o mapa à direita, pode-se concluir que a zona de otimização se concentra conforme crescem os valores de $L2$ e $L3$. Em outras palavras, a análise da Figura 31 retorna que quanto maiores os valores de $L2$ e $L3$, melhores os resultados correspondentes, ou seja, as geometrias com tubulação localizadas próximo ao perímetro do bloco possuem melhores resultados. Mais uma vez, assim como para $Re = 1000$, geometrias de tubulação centralizadas formam pontos quentes que comprometem o desempenho geral do trocador de calor.

Os contornos de temperatura em duas dimensões podem ser combinados e convertidos em uma superfície de respostas em três dimensões, conforme a Figura 32.

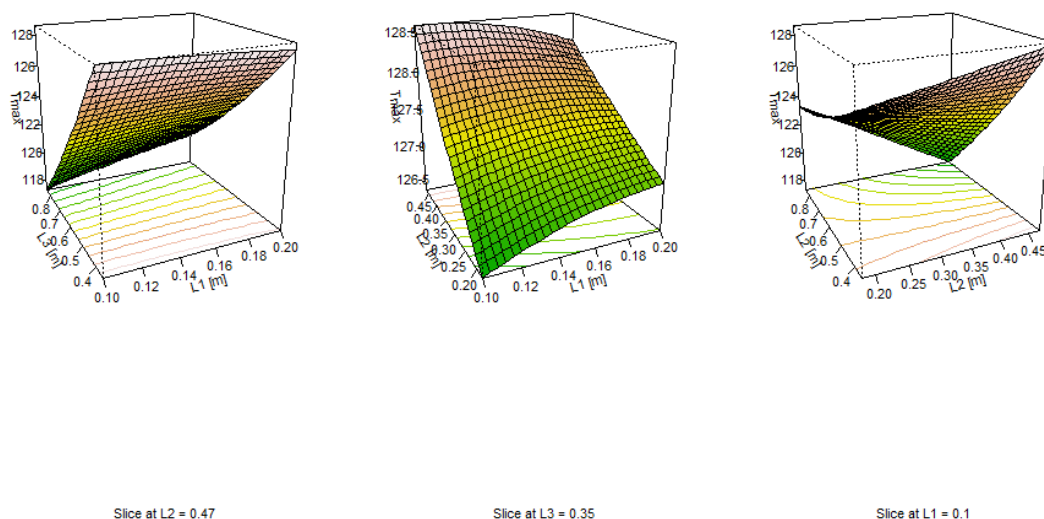


Figura 32 – Contornos de temperatura adimensional tridimensional.

Fonte: elaborado pelo autor.

Os contornos de temperatura tridimensionais para o caso com Re 100 corroboram os resultados relatados anteriormente. Se comparada a Figura 32 com a Figura 28, que retrata o mesmo dado para Re 1000, é possível notar que o método de regressão numérica aplicado é capaz de apontar com maior exatidão a zona de otimização da geometria, com mínimas de \tilde{T}_{max} para baixos valores de $L1$, e maiores comprimentos de $L2$ e $L3$.

4.4.3 Teste de assertividade do método de superfície de resposta

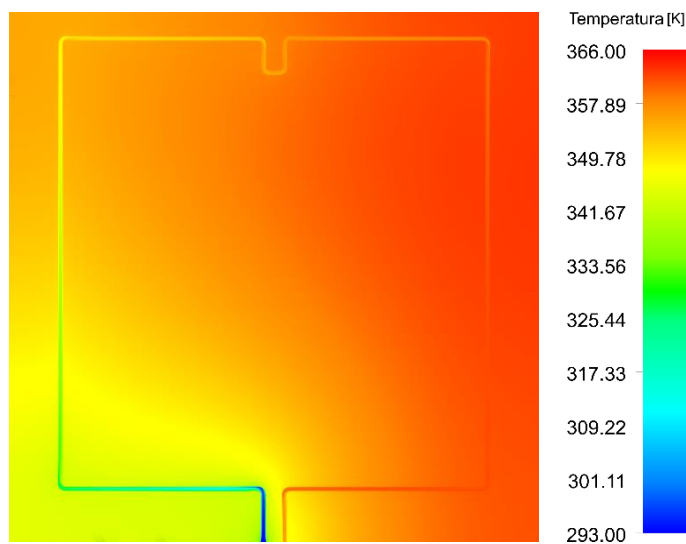
Neste trabalho foi definido como método de descoberta da geometria ótima a avaliação quantitativa (procura pelo resultado mínimo) do indicador de desempenho do problema, \tilde{T}_{max} , a partir da simulação de casos distintos pertencentes ao domínio de casos possíveis, Figuras 17, 18 e 19. A escolha dos casos simulados contemplou designs espalhados pelos mapas, permitindo a avaliação de geometrias de diferentes características, escolhidas aleatoriamente.

Posteriormente, foram elaboradas superfícies de respostas com os resultados dos casos simulados para avaliar a interferência dos graus de liberdade do problema, a fim de incrementar a capacidade de discussão dos resultados e avaliação dos designs ótimos obtidos. Entretanto, o emprego do método de regressão utilizado para obtenção da equação que descreve o comportamento de \tilde{T}_{max} , pode ser testado e refinado o suficiente para que o erro estatístico associado seja pequeno o suficiente

para que o método de superfícies de resposta possa, então, passar a ser utilizado como o método principal para obtenção da geometria ótima.

Seguindo este raciocínio, foi conduzida uma iteração matemática a fim de minimizar o valor absoluto da Equação (4.2), gerando uma geometria com graus de liberdade $L1 = 0,1$; $L2 = 0,383$ e $L3 = 0,85$, com temperatura adimensional estimada, $\tilde{T}_{\max estimada}$, igual a 119,38765. Esta geometria foi posteriormente simulada numericamente e teve resultado, $\tilde{T}_{\max simulada}$, igual a 119,07090.

A divergência entre os resultados foi de apenas 0,26%, o que comprova que o método pode sim promover bons resultados, desde que apresente boa qualidade estatística. O mapa de temperaturas do plano médio do caso ótimo obtido pelo método de superfícies de resposta para escoamento com $Re=100$ pode ser visto na Figura 33.



$$Re = 100 \mid L1 = 0,1 \mid L2 = 0,383 \mid L3 = 0,85$$

$$\tilde{T}_{\max simulada} = 119,38765 \mid \tilde{T}_{\max estimada} = 119,07090$$

Figura 33 - Geometria de melhor desempenho térmico para escoamento de fluido de resfriamento com Reynolds igual a 100.

Fonte: Elaborado pelo autor.

5 CONCLUSÕES

Os resultados demonstrados no capítulo 4 apresentaram grande variabilidade entre as geometrias e as condições de escoamento. Este fato comprovou que apenas através de testes com variação dos graus de liberdade do design é possível que se extraia uma geometria otimizada, que então fornecerá um indicador de desempenho sólido para que este design possa ser comparável a demais trocadores de calor.

Quando comparados os resultados com diferentes velocidades de escoamento, foi possível concluir que não existe uma geometria ótima aplicável para todos os casos. Sendo possível concluir que cada geometria otimizada respeita um conjunto de condições de contorno e escoamento distinto, sendo necessária uma nova investigação a cada mudança destes cenários. Entretanto, desde que as condições físicas se mantenham inalteradas, o processo de adimensionalização adotado no método de resolução permite aproveitar este resultado na mudança de escala do modelo. Desta forma, é possível concluir que para aplicações reais, as propriedades do sólido, fluido e condições de contorno (incluindo as de operação do conjunto) devem ser conhecidas e então incorporadas aos modelos numéricos e matemáticos para que o produto do estudo seja um design ótimo realmente válido.

Se comparados os designs de pior e melhor resultados entre todos os casos simulados para Reynolds igual a 1000 e 100 (vide resultados expressos nos Quadros 6 e 7), podem ser observados ganhos de performance de 44% e 7%, respectivamente. A baixa interferência da otimização do design nos resultados obtidos para o escoamento de baixa velocidade pode ser associada às altas temperaturas registradas dentro dos domínios simulados, que explicitam o fraco desempenho do sistema de resfriamento com fluido quase estacionário. Em outros termos, é possível concluir que o processo de otimização adotado neste trabalho foi capaz de promover de forma satisfatória a busca por um design ótimo, mas ao mesmo tempo o desempenho da geometria proposta também é muito afetado pelas condições do escoamento.

Em relação aos graus de liberdade avaliados, é possível afirmar que a medida L_2 possui maior interferência nos resultados obtidos. É ela quem promove a amplitude lateral da tubulação, formando designs quadráticos conforme aumenta sua magnitude, bem como formatos mais retangulares e concentrados ao centro do bloco com comprimentos reduzidos. Este fato pode ser comprovado a partir dos mapas de

contorno de temperatura constantes nas Figuras 20 e 27, que demonstram que os designs quadráticos geram melhores resultados, uma vez que apresentam tendência de otimização conforme aumenta a medida $L2$. O design ótimo encontra-se dentro da área otimizada, porém não com medida $L2$ máxima, uma vez que como uma das restrições impostas à tubulação é que seu comprimento total L_c seja mantido fixo, seu alto comprimento reduz a magnitude da altura $L3$. Se $L2$ for muito maior que $L3$, tem-se mais uma vez uma geometria retangular, desta vez com baixa influência no último quarto superior do bloco. A baixa concentração do sistema de resfriamento no centro do bloco também provoca a formação de um ponto quente central que aumenta a temperatura máxima do domínio, comprometendo o desempenho geral do sistema.

Quando os resultados obtidos são comparados com os casos estudados por Almerbati et al. (2018) e Samal et al. (2019), nota-se semelhança no que diz respeito justamente a um equilíbrio entre sistemas com alta densidade de tubulação ao centro e tubulação próxima às bordas do sólido. O comportamento da formação de pontos quentes segue a mesma lógica nos mais variados designs testados na bibliografia e são condizentes com os do presente estudo. É importante lembrar que o indicador de desempenho \tilde{T}_{max} utilizado neste trabalho seguiu a mesma metodologia dos trabalhos citados, o que facilita a comparação entre resultados. A possibilidade de comparar através do mesmo indicador de desempenho variados designs com blocos e fluido de mesmas propriedades é útil para verificar a efetividade do design proposto em relação aos demais já avaliados em pesquisas anteriores e será novamente útil para trabalhos futuros. O presente trabalho retornou com uma geometria otimizada com resultado muito semelhante a designs propostos por Samal et al. (2019), mantido o comprimento de tubulação, porém com escoamento com metade da velocidade ($Re = 1000$ deste trabalho comparado a $Re = 1996$ da bibliografia). Este resultado pode ser considerado animador primeiramente porque já foi comprovado que o aumento de velocidade do escoamento está ligado à redução da temperatura máxima do sistema. Desta forma, o desempenho deste design pode ser melhorado sob novas condições de escoamento, ainda dentro do regime laminar. Do outro ponto de vista, este design também pode ser considerado próspero uma vez que atende com maior eficácia sistemas onde a velocidade do escoamento deve ser limitada por características mecânicas da tubulação, sólido ou sistema de bombeamento, por exemplo, sendo capaz de retornar boa eficácia de refrigeração em escoamentos mais lentos.

Sugere-se, como continuação do presente trabalho, ampliar as faixas de vazões exploradas (ou seja, de números de Reynolds), bem como, segundo o princípio construtal, explorar mais liberdade de configurações para o sistema. Espera-se que, com mais graus de liberdade, por exemplo, a ramificação da configuração com mais curvas, se possa atingir de forma mais uniforme toda a região do bloco aquecido e obter melhor desempenho de arrefecimento. Além disso, pode-se aprofundar a discussão quanto à perda de carga no sistema, que tende ser mais elevada para os casos em que o desempenho térmico é maior. Assim, a variação do diâmetro do tubo seria um grau de liberdade a ser investigado. As condições operacionais como o fluxo de calor incidente também podem ser variáveis a serem exploradas em trabalhos subsequentes.

REFERÊNCIAS

- ALMERBATI, A.; LORENTE, S.; BEJAN, A.. **The evolutionary design of cooling a plate with one stream**. International Journal Of Heat And Mass Transfer, [S.L.], v. 116, p. 9-15, jan. 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.08.122>.
- ASGARI, Omid; SAIDI, Mohammad Hassan. **Approximate method of determining the optimum cross section of microchannel heat sink**. Journal Of Mechanical Science And Technology, [S.L.], v. 23, n. 12, p. 3448-3458, dez. 2009. Springer Science and Business Media LLC. <http://dx.doi.org/10.1007/s12206-009-1018-8>.
- BARIK, Ashok K.; ROUT, Swetapadma; PATRO, Pandaba. Evolution of Designs for Constructal Cooling of a Square Plate Using Water, Ionic Liquid, and Nano-Enhanced Ionic Liquids. Journal Of Thermal Science And Engineering Applications, [S.L.], v. 12, n. 2, 28 fev. 2020. ASME International. <http://dx.doi.org/10.1115/1.4045884>.
- BAŞ, Deniz; BOYACI, İsmail H.. **Modeling and optimization I: usability of response surface methodology**. Journal Of Food Engineering, [S.L.], v. 78, n. 3, p. 836-845, fev. 2007. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2005.11.024>.
- BEJAN, A.. **Shape and Structure from Engineering to Nature**, Cambridge University Press, Cambridge, Reino Unido, 2000.
- BEJAN, A.; LORENTE, S.. **The construal law and the thermodynamics of flow systems with configuration**. International Journal Of Heat And Mass Transfer, [S.L.], v. 47, n. 14-16, p. 3203-3214, jul. 2004. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.02.007>.
- BEJAN, Adrian. **The Physics of Life: the evolution of everything**. [S. L.]: St. Martin'S Press, 2016. 272 p.
- BEJAN, Adrian; LORENTE, Sylvie. **Design with Construal Theory**. [S. L.]: John Wiley & Sons, 2008. 529 p.
- BEJAN, Adrian; ZANE, J. Peder. **Design in Nature: how the construal law governs evolution in biology, physics, technology, and social organization**. [S. L.]: Doubleday Books, 2012. 304 p.
- BERGMAN, Theodore L.; LAVINE, Adrienne S. **Incropera: fundamentos de transferência de calor e de massa**. 8 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2019.
- CAZZANIGA, R. et al. **Floating Photovoltaic Plants: Performance Analysis and Design Solutions**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, [s. l.], v. 81, n. Part 2, p. 1730–1741, 2018.
- CELIK, I. B. et al. **Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications**. Journal of Fluids Engineering, v. 130, n. 7, p.
- ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: McGraw-Hill: Bookman, 2013.
- CETKIN, E.; LORENTE, S.; BEJAN, A.. **Vascularization for cooling and mechanical strength**. International Journal Of Heat And Mass Transfer, [S.L.], v. 54, n. 13-14, p. 2774-2781, jun. 2011. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.02.061>.

CETKIN, E.; LORENTE, S.; BEJAN, A.. **Vascularization for cooling and reduced thermal stresses**. International Journal Of Heat And Mass Transfer, [S.L.], v. 80, p. 858-864, jan. 2015. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.09.027>.

CHO, Kee-Hyeon; AHN, Ho-Seon; KIM, Moo-Hwan. **Optimizing the Configurations of Cooling Channels with Low Flow Resistance and Thermal Resistance**. Transactions Of The Korean Society Of Mechanical Engineers B, [S.L.], v. 35, n. 1, p. 9-15, 1 jan. 2011. The Korean Society of Mechanical Engineers. <http://dx.doi.org/10.3795/ksme-b.2011.35.1.009>.

CHO, Kee-Hyeon; CHANG, Won-Pyo; KIM, Moo-Hwan. **A numerical and experimental study to evaluate performance of vascularized cooling plates**. International Journal Of Heat And Fluid Flow, [S.L.], v. 32, n. 6, p. 1186-1198, dez. 2011. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2011.09.006>.

CHOI, J.-H. SUNG Tae, J., RHEE, B.-O., PARK, H.-P., CHA, B.-S. **Conformal cooling channel designs to reduce temperature deviation by using constructal design**. ANNUAL TECHNICAL CONFERENCE OF THE SOCIETY OF PLASTICS ENGINEERS, 68, 2010, Orlando. Conference Proceedings. Orlando: ANTEC, 2010. p. 1231 – 1233.

CLEMENTE, Miguel R.; PANÃO, Miguel R.; PASCOAL-FARIA, Paula; ALVES, Nuno. **Micro-cooling constructal design: an application to mold inserts thermal management**. Aip Conference Proceedings, [S.L.], 2018. <http://dx.doi.org/10.1063/1.5043816>.

CLEMENTE, Miguel R.; PANÃO, Miguel R. Oliveira. **Introducing flow architecture in the design and optimization of mold inserts cooling systems**. International Journal Of Thermal Sciences, [S.L.], v. 127, p. 288-293, maio 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.01.035>.

CRAIG, Salmaan; GRINHAM, Jonathan. **Breathing walls: the design of porous materials for heat exchange and decentralized ventilation**. Energy And Buildings, [S.L.], v. 149, p. 246-259, ago. 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.05.036>.

DOS SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. A.; GOMES, M. das N.; ROCHA, L. A. O. The Constructal Design Applied to Renewable Energy Systems. In: Eduardo Rincón-Mejía; Alejandro de las Heras. (Org.). Sustainable Energy Technologies. 1ed. Boca Raton: CRC Press - Taylor & Francis Group, v. 1, p. 63-87, 2017.

DUKE UNIVERSITY. **Adrian Bejan & Construtal Law**. Disponível em: <https://mems.duke.edu/research/energy/bejan-construtal-law>. Acesso em: 06 set. 2021.

FYRILLAS, Marios M.. **Heat conduction in a solid slab embedded with a pipe of general cross-section: shape factor and shape optimization**. International Journal Of Engineering Science, [S.L.], v. 46, n. 9, p. 907-916, set. 2008. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijengsci.2008.03.004>.

KALOGIROU, S.A.; TRIPANAGNOSTOPOULOS, Y.. **Hybrid PV/T solar systems for domestic hot water and electricity production**. Energy Convers. Manage. 47 (2006).

KIM, S.; LORENTE, S.; BEJAN, A.. **Vascularized materials with heating from one side and coolant forced from the other side**. International Journal Of Heat And Mass Transfer, [S.L.], v. 50, n. 17-18, p. 3498-3506, ago. 2007. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.01.020>.

LENTH, Russell V.. **Response-Surface Methods in R, Using rsm**. Journal Of Statistical Software, [S.L.], v. 32, n. 7, out. 2009. Foundation for Open Access Statistic. <http://dx.doi.org/10.18637/jss.v032.i07>.

LORENZINI, G.; BISERNI, C.; CORREA, R.L.; SANTOS, E.D. dos; ISOLDI, L.A.; ROCHA, L.A.O.. **Construtal design of T-shaped assemblies of fins cooling a cylindrical solid body**. International Journal Of Thermal Sciences, [S.L.], v. 83, p. 96-103, set. 2014. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.04.011>.

LORENZINI, G.; BISERNI, C.; ROCHA, L.A.O.. **Geometric optimization of X-shaped cavities and pathways according to Bejan's theory: comparative analysis**. International Journal Of Heat And Mass Transfer, [S.L.], v. 73, p. 1-8, jun. 2014. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.01.055>.

MIGUEL, Antonio F.. **A study of entropy generation in tree-shaped flow structures**. International Journal Of Heat And Mass Transfer, [S.L.], v. 92, p. 349-359, jan. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.08.067>.

MOUSER ELECTRONICS (Mansfield). **Laird Performance Materials Tflex™ HP34 Thermal Gap Filler**. Mansfield: Mouser Electronics, Inc., 2022. Disponível em: <https://br.mouser.com/new/laird-performance-materials/laird-tflex-hp34/>. Acesso em: 23 abr. 2022.

MUZYCHKA, Y.s.. **Constructal design of forced convection cooled microchannel heat sinks and heat exchangers**. International Journal Of Heat And Mass Transfer, [S.L.], v. 48, n. 15, p. 3119-3127, jul. 2005. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.02.014>.

NOROUZI, E.; MEHRGOO, M.; AMIDPOUR, M.. **Geometric and Thermodynamic Optimization of a Heat Recovery Steam Generator: a construtal design**. Journal Of Heat Transfer, [S.L.], v. 134, n. 11, p. 1-12, 28 set. 2012. ASME International. <http://dx.doi.org/10.1115/1.4007070>.

PATANKAR, S. V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. [s.l.] Hemisphere Publishing Corporation, 1980.

ROCHA, L. A. O., LORENZINI, E., BISERNI, C. **Geometric Optimization of Shapes on the Basis of Bejan's Construtal Theory**. International Communications in Heat and Mass Transfer. 32: 1281-1288. 2005.

ROCHA, L. A. O.; LORENTE, S.; BEJAN, A.. **Vascular design for reducing hot spots and stresses**. Journal Of Applied Physics, [S.L.], v. 115, n. 17, p. 174904, 7 maio 2014. AIP Publishing. <http://dx.doi.org/10.1063/1.4874220>.

ROCHA, L.A.O.; LORENTE, S.; BEJAN, A.. **Tree-shaped vascular wall designs for localized intense cooling**. International Journal Of Heat And Mass Transfer, [S.L.], v. 52, n. 19-20, p. 4535-4544, set. 2009. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.03.003>.

SAMAL, Bishwaranjan; BARIK, Ashok K.; AWAD, Mohamed M.. **Thermo-fluid and entropy generation analysis of newly designed loops for construtal cooling of a square plate**. Applied Thermal Engineering, [S.L.], v. 156, p. 250-262, jun. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.048>.

SENN, S.M; POULIKAKOS, D. **Laminar mixing, heat transfer and pressure drop in tree-like microchannel nets and their application for thermal management in polymer electrolyte fuel cells**. Journal Of Power Sources, [S.L.], v. 130, n. 1-2, p. 178-191, maio 2004. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jpowsour.2003.12.025>.

SIDDIQUI, M. Usama; ARIF, A.F.M.; KELLEY, Leah; DUBOWSKY, Steven. **Three-dimensional thermal modeling of a photovoltaic module under varying conditions**. Solar Energy, [S.L.], v. 86, n. 9, p. 2620-2631, set. 2012. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2012.05.034>.

SKOPLAKI, E.; PALYVOS, J.A.. **Operating temperature of photovoltaic modules: a survey of pertinent correlations**. Renewable Energy, [S.L.], v. 34, n. 1, p. 23-29, jan. 2009. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2008.04.009>.

WILKINSON, G. N.; ROGERS, C. E.. **Symbolic Description of Factorial Models for Analysis of Variance**. Journal Of The Royal Statistical Society: Series C (Applied Statistics), [S.L.], v. 3, n. 22, p. 392-399, jan. 1973. Disponível em: <https://www.jstor.org/stable/2346786?origin=JSTOR-pdf>. Acesso em: 24 abr. 2022.

YANG, Jie; OH, Sun-Ryung; LIU, Wei. **Optimization of shell-and-tube heat exchangers using a general design approach motivated by construtal theory**. International Journal Of Heat And Mass Transfer, [S.L.], v. 77, p. 1144-1154, out. 2014. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.06.046>.

YENIGÜN, O.. **Constructal tree-shaped designs for self-cooling**. International Journal Of Heat And Technology, [S.L.], v. 34, n. 1, p. 173-178, 31 jan. 2016. International Information and Engineering Technology Association. <http://dx.doi.org/10.18280/ijht.34s123>.

YENIGUN, O.; CETKIN, E.. **Experimental and numerical investigation of construtal vascular channels for self-cooling: parallel channels, tree-shaped and hybrid designs**. International Journal Of Heat And Mass Transfer, [S.L.], v. 103, p. 1155-1165, dez. 2016-b. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.08.074>.