

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM MODELAGEM COMPUTACIONAL

**OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DE TROCADORES DE CALOR DE MICROCANALIS
UTILIZANDO A TEORIA CONSTRUTAL**

por

Alex Maliska de Moura

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Modelagem Computacional

Rio Grande, outubro, 2021

**OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DE TROCADORES DE CALOR DE MICROCANAIS
UTILIZANDO A TEORIA CONSTRUTAL**

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional, da Universidade Federal do Rio Grande, como parte dos requisitos para a obtenção do título de mestre em Modelagem Computacional.

Área de concentração: Interdisciplinar

ORIENTADOR: Jeferson Avila Souza

CO-ORIENTADOR: Elizaldo Domingues
dos Santos

Rio Grande, outubro, 2021

Alex Maliska de Moura

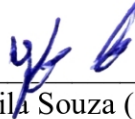
Alex Maliska de Moura

**“OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DE TROCADORES DE CALOR DE MICROCANALIS
UTILIZANDO A TEORIA CONSTRUTAL”**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional da Universidade Federal do Rio Grande - FURG, como requisito parcial para obtenção do Grau de Mestre. Área de concentração: Modelagem Computacional.

Aprovado em:

BANCA EXAMINADORA



Prof. Dr. Jeferson Avila Souza (Orientador – FURG)



Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos (Coorientador – FURG)



Profa. Dra. Ruth da Silva Brum (UFPel)



Prof. Dr. Emanuel da Silva Diaz Estrada (FURG)

Ficha Catalográfica

M929o Moura, Alex Maliska de.

Otimização geométrica de trocadores de calor de microcanais utilizando a Teoria Construtal / Alex Maliska de Moura. – 2021.
103 f.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande – FURG, Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional, Rio Grande/RS, 2021.

Orientador: Dr. Jeferson Avila Souza.

Coorientador: Dr. Elizaldo Domingues dos Santos.

1. Teoria Construtal 2. Trocador de Calor 3. Otimização Geométrica 4. Solução Numérica I. Souza, Jeferson Avila II. Santos, Elizaldo Domingues dos III. Título.

CDU 004

Catálogo na Fonte: Bibliotecário José Paulo dos Santos CRB 10/2344

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar quero agradecer a minha mãe, dona Melânia, por sempre fazer o possível e o impossível para permitir minha dedicação exclusiva aos estudos nesses longos anos. Agradeço também aos meus tios Carmelindo, Celsa, Flori, Lírio e minhas primas, Paula e Denise, por todo apoio e carinho.

Aos meus orientadores, Jeferson e Elizaldo pela dedicação, ensinamentos e competência. Sem dúvidas foram os grandes responsáveis por minha evolução como pesquisador e pessoa nesse período.

A todos os amigos que encontrei durante minha graduação e pós-graduação, principalmente aos inúmeros que fiz durante os anos que morei na CEU interna-1, não citarei todos aqui para não cometer injustiças rs. Vocês me proporcionaram muita felicidade nesse período da minha vida.

À FURG, por me fornecer auxílio e estrutura, possibilitando minha permanência na universidade durante todos esses anos.

A todos os professores que direta ou indiretamente contribuíram para a minha formação.

Ao Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional pela estrutura fornecida e pela oportunidade de realizar esse trabalho.

À FAPERGS pelo auxílio financeiro prestado.

Por fim gostaria de agradecer à CAPES pelo apoio financeiro, o qual é de extrema importância para todos os pesquisadores e contribui para a construção de um país melhor.

“Tudo o que temos de decidir é o que fazer com o tempo que nos é dado.”

(J.R.R. Tolkien)

RESUMO

Neste trabalho, é apresentado um estudo numérico visando a construção de geometrias otimizadas (ou próximas da condição ótima) de um trocador de calor do tipo microcanais, através do desenvolvimento de uma metodologia baseada na Teoria Construtal, que indicou o posicionamento das aletas através de uma função de construção dependente dos campos de velocidade e temperatura. O principal objetivo do trabalho é obter os arranjos com menor resistência térmica e menor resistência ao escoamento. Foi utilizado o software OpenFOAM para a solução das equações da conservação da massa, quantidade de movimento e energia, através do método de Volumes Finitos. As geometrias foram construídas a partir de um domínio vazio, medindo 0,7 mm de largura por 0,7 mm de altura no qual foram adicionadas aletas variando os graus de liberdade referentes à espessura e ao espaçamento mínimo entre elas. Foram geradas ao todo 39 geometrias. As aletas tendem a unir as superfícies superior e inferior do canal estudado, com construções que tendem a se aproximar dos trocadores de calor construídos da forma convencional. No entanto é possível otimizar a posição lateral das aletas e sua espessura. Os resultados mostram a tendência do uso de apenas 3 aletas nas geometrias com melhor desempenho térmico, ocupando entre 18 e 30% da área do canal, com o fluido refrigerante apresentando velocidades médias entre 0,9 e 1,1 m/s, conduzindo a resultados aproximadamente 5% superiores ao caso de referência. Por se tratar de um escoamento laminar, com baixa magnitude de fluxo/escoamento, as geometrias geradas tenderam a uma formação mais simples, conforme prevê a Teoria Construtal.

Palavras-chave: Teoria Construtal. Trocador de calor. Otimização geométrica. Solução numérica.

ABSTRACT

In this work it was performed a numerical study, with the objective of construction of optimized geometries (or close to optimal condition) of a microchannel heat sink. The study was based on the Constructal Theory and proposes to develop a methodology which indicated the positioning of the fins based on a construction function, dependent on the velocity and temperature distributions of the device. Main goal is to obtain the arrangements with the lowest thermal resistance and lowest flow resistance. The OpenFOAM software was used to solve the equations for the conservation of mass, momentum and energy, using the Finite Volume method. The geometries were built from an empty domain, with width of 0,7 mm and height 0,7 mm, to which fins were added, varying the degrees of freedom related to thickness and minimum spacing between them. A total of 39 geometries were generated. The fins tend to join the two ends of the device, with constructions that tend to approach heat exchangers built in the conventional way, however it is possible to optimize the lateral position of the fins, as well as their thickness. Results showed the tendency to use only 3 fins in geometries with better thermal performance, occupying between 18 and 30% of the channel area and with average velocity between 0.9 and 1.1 m/s, leading to results approximately 5% better than the reference case. Due to the fact that the flow is laminar with low flux magnitude, the generated geometries tended to a simpler formation, as predicted by the Constructal Theory.

Keywords: Constructal Theory. Heat exchanger. Geometric optimization. Numerical Solution.

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	10
1.1.	Objetivos.....	11
1.2.	Objetivos específicos	11
2.	ESTADO DA ARTE.....	13
3.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	18
3.1.	Método de Volumes Finitos	22
3.2.	Teoria Construtal	24
4.	METODOLOGIA	26
4.1.	Definição das dimensões ótimas do trocador de calor referência	26
4.2.	Modelagem matemática.....	34
4.3.	Modelagem numérica	36
4.4.	Discretização e solução numérica.....	36
4.5.	Definição da malha independente para a construção das geometrias.....	39
4.6.	Verificação do modelo numérico	41
5.	RESULTADOS.....	45
5.1.	Formas de crescimento das aletas.....	46
5.2.	Geometrias resultantes após o final do processo de construção	48
5.3.	Geometrias resultantes após o prolongamento das aletas.....	66
6.	CONCLUSÕES	77
6.1.	Sugestões para trabalhos futuros	78
	REFERÊNCIAS	79
	ANEXO: CONFIGURAÇÕES UTILIZADAS NO OpenFOAM	82

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 Exemplo de um trocador de calor de microcanais. (Fonte: Hazarathaiah et al.) ..	18
Figura 3.2 Delta de um rio vs pulmão humano (Fonte: Bejan, Lorente, 2013)	25
Figura 4.1 Modelo do trocador de calor de microcanais adaptado de Bello-Ochende et al. (2007)	27
Figura 4.2 Célula unitária do trocador de calor adaptado de Bello-Ochende et al. (2007)....	27
Figura 4.3 Geometria resultante após a união das células unitárias.....	29
Figura 4.4 Substrato onde serão adicionadas as aletas conforme a função de construção ϕ .	30
Figura 4.5 Forma como a aleta será posicionada, em função das coordenadas y e z.....	31
Figura 4.6 Sequência de adição das aletas da forma de crescimento 1.....	32
Figura 4.7 Sequência de adição das aletas da forma de crescimento 2.....	33
Figura 4.8 Fluxograma representando as possíveis simulações a serem realizadas.....	33
Figura 4.9 Modelo de trocador de calor de microcanais, adaptado de Qu e Mudawar (2002 a).	35
Figura 4.10 Geometria com a malha considerada independente.....	40
Figura 4.11 Malha independente da geometria utilizada para verificação do modelo numérico.	43
Figura 4.12 Comparação da resistência térmica obtida no presente trabalho com a obtida por Qu e Mudawar (2002a).	44
Figura 5.1 Campos de temperatura e velocidade na saída dos canais do trocador de calor adaptado de Bello-Ochende et al. (2007).....	45
Figura 5.2 Campo da função de construção ϕ para a forma de crescimento 1.....	47
Figura 5.3 Campo da função de construção ϕ para a forma de crescimento 2.	48
Figura 5.4 Comportamento das temperaturas máximas conforme adição de aletas no domínio, para a forma de crescimento 1.	49
Figura 5.5 Comportamento das temperaturas máximas conforme adição de aletas no domínio, para a forma de crescimento 2.	51
Figura 5.6 Campo de velocidade das construções resultantes da forma de crescimento 1....	52
Figura 5.7 Campo de temperatura das construções resultantes da forma de crescimento 1. .	53
Figura 5.8 Campo de velocidade: trocador5.	55
Figura 5.9 Campo de velocidade: trocador1.	56
Figura 5.10 Campo de velocidade: trocador4 e trocador10 respectivamente.	56
Figura 5.11 Campo de velocidade: trocador2.	57

Figura 5.12 Campo de velocidade das construções resultantes da forma de crescimento.	58
Figura 5.13 Campo de temperatura das construções resultantes da forma de crescimento 2.	59
Figura 5.14 Campo de velocidade: trocador15.	61
Figura 5.15 Campo de velocidade dos trocadores com melhor desempenho: 18 e 20 respectivamente.	62
Figura 5.16 Linha de referência para a medição das temperaturas.	63
Figura 5.17 Comportamento das temperaturas ao longo do topo dos trocadores de calor (forma de crescimento 1).	64
Figura 5.18 Comportamento das temperaturas ao longo do topo dos trocadores de calor (forma de crescimento2).	65
Figura 5.19 Campo de velocidade das construções resultantes da forma de crescimento 1, após o prolongamento das aletas.	67
Figura 5.20 Campo de temperatura das construções resultantes da forma de crescimento 1, após o prolongamento das aletas.	68
Figura 5.21 Comportamento das temperaturas ao longo do topo dos trocadores de calor (forma de crescimento1, após o prolongamento das aletas).	70
Figura 5.22 Campo de velocidade das construções resultantes da forma de crescimento 2, após o prolongamento das aletas.	71
Figura 5.23 Campo de temperatura das construções resultantes da forma de crescimento 2, após o prolongamento das aletas.	72
Figura 5.24 Comportamento das temperaturas ao longo do topo dos trocadores de calor (forma de crescimento2, após o prolongamento das aletas).	75

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 Dimensões calculadas para a célula unitária.	28
Tabela 4.2 Espessuras das aletas utilizadas.	31
Tabela 4.3 Métodos de solução das matrizes.	37
Tabela 4.4 Resíduos empregados na convergência da solução numérica.	37
Tabela 4.5 Parâmetros de controle das funções de interpolação.	38
Tabela 4.6 Teste de independência de malha.	40
Tabela 4.7 Dimensões da célula unitária.	42
Tabela 4.8 Teste de independência de malha para a solução de verificação do modelo.	42
Tabela 5.1 Valores das variáveis de interesse da construção de Bello-Ochende e al. (2007).	45
Tabela 5.2 Valores das variáveis de interesse dos trocadores de calor das construções com a forma de crescimento 1.	54
Tabela 5.3 Valores das variáveis de interesse dos trocadores de calor das construções com a forma de crescimento 2.	60
Tabela 5.4 Valores das variáveis de interesse dos trocadores de calor das construções com a forma de crescimento 1, após o prolongamento das aletas.	69
Tabela 5.5 Valores das variáveis de interesse dos trocadores de calor das construções com a forma de crescimento 2, após o prolongamento das aletas.	73

LISTA DE SÍMBOLOS

B	largura do canal [m]
c	calor específico [W/kgK]
D_h	diâmetro Hidráulico
g	aceleração do campo gravitacional [m/s ²]
G	largura da célula unitária do trocador de calor [m]
h	coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m ² K]
$\bar{h}$	coeficiente médio de transferência de calor por convecção [W/m ² K]
H	altura do trocador de calor [m]
H_c	altura do canal [m]
H_{w1}	espessura da parede da base do canal [m]
H_{ch}	altura do canal [m]
H_{w2}	espessura da parede do topo do canal [m]
k	condutividade térmica [W/mK]
L	comprimento do trocador de calor [m]
$\dot{m}$	vazão mássica [kg/s]
n	número de aletas
p	pressão [Pa]
q''	fluxo de calor [W/m ²]
R''	resistência térmica [Km ² /W]
Re	número de Reynolds
t	tempo [s]
T	temperatura [K]
$T_{m\acute{a}x}$	temperatura máxima do domínio [K]
t_1	espessura das paredes laterais [m]
t_2	espessura da parede inferior [m]

t_3	espessura da parede superior [m]
u	componente da velocidade na direção x [m/s]
v	componente da velocidade na direção y [m/s]
V	velocidade média do escoamento [m/s]
V_s	volume do sólido [m]
V_c	volume do canal [m]
V	volume total do trocador de calor [m]
w	componente da velocidade na direção z [m/s]
W	largura do trocador de calor [m]
W_{w1}	espessura da parede lateral do canal [m]
W_{ch}	largura do canal [m]
W_{w2}	espessura da parede lateral do canal [m]
x,y,z	coordenadas cartesianas [m]

Símbolos gregos

ψ	relação entre a área do canal e a área ocupada pelas aletas
φ	função de construção
ρ	massa específica [kg/m ³]
μ	viscosidade dinâmica [Pa s]
θ	fração da porção sólida

1. INTRODUÇÃO

Com o aumento crescente das demandas energéticas, a maximização do processo de retirada de calor de meios submetidos a altos fluxos de calor vem se tornando cada vez mais importante. Manter a temperatura dentro de limites toleráveis é a chave para a obtenção de equipamentos mais confiáveis, com menores custos de manutenção e maior tempo de vida útil.

O uso de trocadores de calor atende bem a esse objetivo, ao fornecer um meio físico que permite a troca de energia entre o fluido (ou sólido) que se deseja resfriar e um fluido a uma temperatura inferior. Desse contato ocorre a diminuição da temperatura de um lado e o aumento da temperatura do outro, sempre na direção do equilíbrio térmico. Trocadores de calor representam o método mais econômico de se aumentar a taxa de transferência de calor atualmente, pois possuem a característica de aumento da área de troca térmica, que é diretamente proporcional a taxa de transferência de calor por convecção, sendo uma opção ao aumento do coeficiente médio de transferência de calor, $\bar{h}$, que necessita do aumento da velocidade do escoamento ou da diminuição da temperatura do fluido, tornando os custos menos atrativos.

O crescente aumento das demandas energéticas, aliado às limitações espaciais existentes, faz surgir a necessidade de trocadores de calor cada vez mais eficientes e compactos capazes de atender a essas exigências. Partindo de um trocador de calor do tipo aletado, surge o conceito de trocadores de calor de microcanais, proposto inicialmente por Tuckerman e Pease (1981).

De acordo com Tuckerman e Pease (1981), o coeficiente de transferência de calor (h) entre o material do trocador de calor e o fluido refrigerante é o principal impedimento na obtenção de baixas resistências térmicas. Em escoamentos laminares, h aumenta conforme a largura do canal diminui, dessa forma canais de tamanho cada vez menores se tornam desejáveis, sendo o único impedimento do método a perda de carga que em alguns casos se torna muito grande.

Trocadores de calor de microcanais combinam características desejáveis como grande área de troca térmica por volume ocupado, elevados coeficientes de troca térmica por condução, pouca massa, volume reduzido e a possibilidade de um reservatório de fluido refrigerante menor (Qu e Mudawar, 2002b).

Devido às suas dimensões reduzidas, a análise do fenômeno de transferência de calor em trocadores de calor de microcanais é de natureza complexa, apresentando um processo de troca térmica conjugada, isto é, a combinação da transferência de calor por condução no sólido precisa ser

estudada juntamente com a transferência de calor por convecção para o fluido. Devido a esses fatores, se torna difícil desenvolver uma solução analítica para as equações diferenciais que regem o problema (Qu e Mudawar, 2002a).

O correto dimensionamento da geometria de trocadores de calor é uma área de estudos em constante desenvolvimento na qual métodos de otimização são largamente utilizados e para isso o uso de simulações numéricas se torna uma opção muito econômica em relação à criação de modelos experimentais, dada a quantidade de possibilidades que se pode simular. No presente trabalho a base teórica utilizada para a otimização e construção da geometria do trocador de calor é a Teoria Construtal, proposta em Bejan (1997). A teoria se baseia na ideia de que a geração da forma e estrutura em sistemas de fluxos/escoamentos de dimensões finitas é um fenômeno físico que pode ser predito deterministicamente, ou seja, tudo aquilo que escoar ou flui busca sempre um caminho no qual sua energia possa ser melhor aproveitada, formando sempre geometrias que facilitam o escoamento. Ao relacionar a Teoria Construtal com os fenômenos existentes em trocadores de calor, busca-se obter o melhor caminho para a transferência do calor entre a fonte geradora de energia e o fluido. Isto é feito através da construção das aletas respeitando as premissas impostas pela Teoria Construtal, esperando que esta leve ao mais eficiente posicionamento das aletas dados os objetivos impostos.

1.1. Objetivos

Com base na aplicação da Teoria Construtal, construir um trocador de calor de microcanais cuja geometria, a partir de uma forma inicial, evolui até uma forma final melhorada (próxima da condição ótima). Para isso será utilizada uma função de construção ϕ , a qual indicará o posicionamento ideal das aletas dentro de um volume de ocupação, buscando arranjos que apresentem a menor resistência térmica ao escoamento.

1.2. Objetivos específicos

- Escolher o modelo físico mais adequado para a solução do problema, que disponha de mecanismos combinados de condução nas paredes do trocador de calor e convecção de calor entre o escoamento e as paredes;
- Verificar a solução numérica do modelo físico com algum trabalho disponível na literatura;
- Comparar o desempenho térmico das configurações quase ótimas obtidas no presente trabalho

com configurações disponíveis na literatura;

- A partir dos campos de temperatura e velocidade, projetar o trocador de calor através do uso de uma função de construção ϕ , de forma a construir dispositivos que minimizem a máxima temperatura no domínio e avaliar a eficiência dos dispositivos, utilizando para isso as temperaturas máximas resultantes ao final do processo;
- Relacionar os parâmetros como velocidade média do escoamento, área de ocupação das aletas em relação à área do canal e número de aletas inseridas, com o desempenho térmico do dispositivo;
- Encontrar a melhor relação entre a área construída com aletas e a área disponível do canal de forma a atender as demandas energéticas impostas;
- Investigar o efeito da espessura das aletas e do espaçamento mínimo entre elas sobre a forma construtiva, sua evolução e sobre o desempenho térmico dos trocadores de calor;

2. ESTADO DA ARTE

Neste capítulo é feita uma revisão de alguns trabalhos numéricos e experimentais que serviram de base para a realização desse estudo. Os trabalhos, além de validarem a aplicabilidade do método, mostram diferentes resultados provenientes dos processos de otimização de trocadores de calor de microcanais.

Para entender melhor o comportamento geral desses dispositivos, diversos estudos numéricos e experimentais foram realizados analisando suas particularidades. As conclusões, de uma forma geral, revelaram a tendência promissora do uso de trocadores de calor do tipo microcanais. Kawano et al. (2001) avaliaram a eficiência térmica e perda de carga em um trocador de calor com microcanais medindo $57\ \mu\text{m}$ de largura e $180\ \mu\text{m}$ de altura. O estudo foi desenvolvido de forma numérica e também experimental. Foram encontrados valores próximos a $1 \times 10^{-5}\ \text{Km}^2/\text{W}$ para a resistência térmica o que se mostrou muito promissor. Confirmou-se também que a perda de carga do escoamento pode ser calculada com base nos valores teóricos já existentes para um escoamento completamente desenvolvido. O desempenho do trocador de calor de microcanais foi demonstrado ser suficiente para refrigerar um circuito integrado de silício com elevada quantidade de calor gerado, e de tamanho compacto.

Seguindo essa linha, Qu e Mudawar, (2002a) analisaram numericamente o comportamento fluidodinâmico e térmico de um trocador de calor com microcanais medindo $57\ \mu\text{m}$ de largura e $180\ \mu\text{m}$ de altura, separados por paredes de $43\ \mu\text{m}$ de espessura. Um fluxo de calor constante ($90\ \text{W}/\text{cm}^2$) foi aplicado na face superior do domínio para simular a fonte geradora de calor. Como principais conclusões pode-se destacar a confirmação de que a temperatura cresce de forma linear tanto na região sólida quanto na líquida, na direção do escoamento, e que as maiores temperaturas foram encontradas na face superior, onde foi aplicado o fluxo de calor, imediatamente antes da região de saída do escoamento. Para elevados valores de Reynolds é possível a não formação de um escoamento completamente desenvolvido. Um aumento da condutividade térmica do material do trocador de calor leva a reduções na temperatura da região aquecida do mesmo, especialmente próximo à saída.

Em um segundo trabalho, Qu e Mudawar (2002b) analisaram numérica e experimentalmente as características térmicas e dinâmicas de trocadores de calor de microcanais utilizando água como fluido refrigerante. Após a comparação das distribuições de temperatura e pressão medidas experimentalmente, com as obtidas numericamente, chegou-se a conclusões importantes relacionadas às características locais e médias da transferência de calor no dispositivo. Dentre elas a boa relação entre a perda de carga medida com a prevista por modelos matemáticos, a constatação de que elevados

números de Reynolds são benéficos na redução da temperatura do fluido refrigerante e do trocador de calor, porém com maiores gastos devido a elevada perda de carga do escoamento. Em qualquer distância ao longo do trocador de calor, o fluido apresentou as menores temperaturas, quando comparado à região sólida, com um aumento da temperatura aproximadamente linear na direção do escoamento em ambas as regiões. Por fim, comparando os resultados experimentais com os numéricos, pôde-se afirmar que as equações de Navier-Stokes e da energia podem prever adequadamente as características do escoamento e de transferência de calor em trocadores de calor de microcanais, apesar da escala do escoamento.

Hetsroni et al. (2005) analisaram diversos trabalhos focados em investigações teóricas ou experimentais de trocadores de calor de microcanais. Os dados obtidos de estudos da transferência de calor em canais circulares, triangulares, trapezoidais e retangulares com diâmetros hidráulicos variando de $60\ \mu\text{m}$ a $2000\ \mu\text{m}$ foram analisados e foram discutidos os efeitos da geometria, fluxo de calor axial devido à condução de calor entre o fluido e as paredes do canal e a dissipação de energia de modo geral. Com foco na comparação de dados experimentais com a teoria convencional de trocadores de calor, concluiu-se que os efeitos da dissipação de energia ao longo do trocador de calor são desprezíveis, podendo-se modelar as paredes como adiabáticas.

Enquanto os trabalhos anteriores apresentaram estudos para compreender melhor o comportamento térmico, os próximos focam na otimização desses dispositivos. Li e Peterson. (2006) analisaram numericamente diversos trocadores de calor de microcanais fabricados em silício e com largura dos canais variando entre $20\ \mu\text{m}$ e $220\ \mu\text{m}$ e altura entre $100\ \mu\text{m}$ e $400\ \mu\text{m}$ com o objetivo de avaliar os efeitos da geometria do canal com relação a resistência térmica do sistema para uma mesma vazão. Os resultados obtidos com base na resistência térmica mostraram que, para um trocador de calor com $450\ \mu\text{m}$ de altura e baixa vazão, o número ótimo de canais é de 120 por centímetro com uma proporção entre altura e largura a maior possível. Foi possível concluir que uma análise numérica em três dimensões fornece um completo entendimento dos efeitos da geometria do canal em relação a sua capacidade de transferência de calor.

Bello-Ochende et al. (2007), buscaram a otimização de um trocador de calor de microcanais, utilizando a Teoria Construtal. O objetivo foi determinar a dimensão e configuração do canal que diminuísse os picos de temperatura quando fixada uma diferença de pressão através do canal. Foi utilizado o método de Volumes Finitos, sendo as simulações numéricas efetuadas em uma célula unitária do trocador de calor de microcanal com volume variando de $0,1\ \text{mm}^3$ a $0,9\ \text{mm}^3$ e perda de carga entre 10 kPa e 75 kPa. A secção transversal do canal pôde ser alterada livremente considerando suas proporções e a fração de volume da parte sólida. Ficou demonstrado que a condutância térmica

global pode ser maximizada através da otimização das relações entre largura e altura do trocador de calor. A relação entre largura e altura ótima aumenta com o aumento da pressão imposta ao escoamento para um volume fixo. Os resultados numéricos mostraram que o diâmetro hidráulico ótimo e o pico de temperatura mínimo são funções da fração de volume sólido e da pressão aplicada na entrada.

Kou et al. (2008) também analisaram numericamente as características térmicas de um trocador de calor de microcanais modelado tridimensionalmente, sob efeito da variação de sua altura e largura de forma a avaliar os efeitos na resistência térmica. Observou-se que é válido assumir um escoamento completamente desenvolvido para determinar a vazão e perda de carga do escoamento em trocadores de calor de microcanais. Os resultados também revelaram que uma grande área transversal e vazão elevada associados a uma parede com espessura fina, podem conduzir à diminuição da resistência térmica.

Adewumi et al. (2016) realizaram um estudo numérico com o objetivo de encontrar configurações geométricas que maximizassem a troca térmica em um trocador de calor de microcanais. A performance térmica do trocador de calor foi baseada no menor pico de temperatura encontrado da região aquecida do dispositivo, a qual gera uma resistência térmica global mínima. Foram apresentados os resultados dos efeitos do número de Bejan (Be) na minimização da resistência térmica com comprimentos variando de 1 a 10 mm, mas com volume fixado em $0,9 \text{ mm}^3$. O comprimento ótimo encontrado foi de 3 mm, com uma temperatura máxima encontrada de $29,68 \text{ }^\circ\text{C}$, resultando em uma resistência térmica de $0,097 \text{ K/W}$, que correspondem a um $Be = 6,5 \times 10^7$. Conforme Be aumenta, o comprimento ótimo também aumenta, se tornando fixo em 5 mm.

Raghuraman et al. (2016) investigaram as características de transferência de calor e do escoamento para várias razões entre largura e altura dos microcanais de trocadores de calor. Considerando os diversos parâmetros analisados (potência da bomba, perda de carga, número de Nusselt, número de Poiseuille e resistência térmica) chegou-se a um trocador de calor considerado ótimo (com razão entre largura e altura igual a 30), o qual removeu maior quantidade de calor, mantendo os outros parâmetros em níveis aceitáveis.

Pedroti et al. (2019) utilizaram os princípios da Teoria Construtal para determinar o melhor posicionamento dos tubos em um arranjo submetido a um escoamento com convecção forçada, calculando de forma determinística a localização de cada tubo. Para validar a metodologia proposta, o arranjo construído é comparado com os arranjos alinhados e alternados propostos pela literatura. A distância mínima entre os tubos (p) é considerada como grau de liberdade. Quatro variações foram estudadas: $p = 1D$, $p = 1,25D$, $p = 1,5D$ e $p = 2D$, onde D é o diâmetro do tubo. Foram considerados

escoamentos com três diferentes números de Reynolds: $Re = 10, 50$ e 100 . As análises dos arranjos obtidos mostraram que o melhor desempenho térmico não é atingido com $p = 1D$ nem $p = 2D$, para as condições fluidodinâmicas e térmicas estudadas no problema. A distância entre os tubos tem influência na formação dos arranjos e consequentemente na transferência de calor do sistema. Em todas as análises realizadas, os arranjos construídos mostraram maior capacidade de remoção de calor (acima de 71%) se comparados aos arranjos alinhados e alternados. O arranjo para $p = 1,5D$ mostrou a distribuição mais homogênea e provou ser o mais efetivo em 4 dos 6 casos estudados.

Alugoku et al. (2020) avaliaram três diferentes tipos de trocadores de calor de microcanais, com variação em sua seção transversal, formando canais uniformes, convergentes e divergentes, com o objetivo de comparar o desempenho térmico e hidráulico dessas três geometrias e encontrar as dimensões para os canais com menor resistência térmica e perda de carga. Foi investigada a variação da vazão de entrada e o comprimento dos canais, avaliando as variações nas temperaturas médias e aumento da temperatura no fluido refrigerante, além da variação da pressão ao longo dos canais, utilizando para isso silício como material dos trocadores de calor e água como fluido refrigerante. As simulações foram conduzidas utilizando o software COMSOL Multiphysics 5.3. As simulações mostraram que para uma grande faixa de vazões os canais divergentes apresentaram melhor desempenho térmico e hidráulico. Foi observado também que com um aumento na profundidade do canal ou aumento na relação largura/altura do canal ocorre uma diminuição significativa na potência de bomba requerida com uma insignificante perda da performance térmica. Foi constatado que, para as condições impostas, a mínima resistência térmica é alcançada com um trocador de calor com o maior número possível de canais e com a maior razão largura/altura.

Zhong et al. (2020) em seu trabalho, utiliza a excelente eficiência térmica de diferentes espumas de metal (metal sólido com poros cheios de gás) para otimização de trocadores de calor de microcanais. A espuma de metal é unida sobre uma superfície de cobre. Os resultados mostraram que os melhores efeitos na transferência de calor podem ser obtidos com o ar a uma velocidade de 1.33 m/s e uma proporção ótima de $1:1.6$ considerando o consumo de energia. O estudo de uma forma geral mostra uma estratégia de fácil adoção para a otimização de transferência de calor nesses dispositivos devido às propriedades do material.

Ayatollahi et al. (2021) propuseram três diferentes geometrias de trocadores de calor de microcanais de formato “achatado”, a primeira configuração (Design-A) constitui um dispositivo padrão, com apenas uma camada de canais, a segunda configuração (Design-B), um trocador de calor com dupla camada de canais e a terceira configuração (Design-C) com duas camadas, sendo a camada superior truncada, formando uma espécie de degrau. Foi avaliada a eficiência hidrotermal de cada

configuração, para isso considerou-se a transferência de calor conjugada no domínio em três dimensões, resolvendo-se o problema de forma numérica para um escoamento no regime permanente, com o método de volumes finitos. A performance das três geometrias foi avaliada baseada na variação de seis parâmetros do problema: número de microcanais, espessura da parede entre os canais, espessura da parede que separa as camadas do trocador de calor (para os casos B e C), posição vertical da parede que separa as camadas dos trocadores de calor, razão de velocidades e comprimento dos canais. Foram consideradas quatro diferentes potências de bomba para fornecimento da força motriz ao escoamento e um fluxo de calor uniforme. Os resultados mostraram que o Design-C apresentou a melhor performance entre todos os casos estudados com uma resistência térmica de 0.1333 kW^{-1} , indicando uma performance 7,9% superior a estudos similares.

Ariyo e Bello-Ochende (2021), utilizaram a Teoria Construtal para análise de dois tipos de trocadores de calor com duas camadas de canais (contracorrente e corrente-paralela) utilizados para resfriamento de dispositivos eletrônicos submetidos a elevados fluxos de calor. Utilizou-se o código para problemas com mudança de fase do Ansys CFD, foi mantido um volume constante para o trocador de calor e para os microcanais e buscou-se alcançar valores ótimos de velocidade e perda de carga do escoamento com uma resistência térmica global mínima associada. Fluxos de calor de 1100 e 1200 W/cm² foram usados nas simulações. As resistências térmicas e as temperaturas de base para dissipadores de calor de microcanais ideais com altos fluxos de calor são baixos e os requisitos de potência de bombeamento também são baixos, o que mostra que eles são utilizáveis no resfriamento de dispositivos eletrônicos e outras aplicações semelhantes. Além disso, tem-se uma indicação de que dissipadores de calor de microcanais com duas camadas operando com fluido sub-resfriado em mudança de fase podem ser considerados como uma alternativa viável na refrigeração de dispositivos eletrônicos. Para o estudo da condição de fluxo de calor crítico com o trocador de calor operando a 1200 W/cm² tanto o escoamento contracorrente quanto o paralelo mostraram bons resultados, no entanto o arranjo contracorrente possui desempenho superior.

Os estudos realizados mostram que existe sempre uma combinação geométrica que se aproxima da ideal. Esta forma ideal pode ser obtida através da análise de alguns parâmetros geométricos (forma do trocador de calor) e físicos (propriedades dos fluidos e do escoamento). Neste trabalho a forma geométrica mais eficiente é explorada através de uma análise feita a luz da Teoria Construtal, através da minimização da resistência ao escoamento do fluido de trabalho e também do fluxo de calor. Não tendo sido encontrado na literatura algum estudo em que a construção do arranjo de aletas do trocador de calor seja realizada da forma proposta neste trabalho, com o emprego de uma função de construção dependente dos campos de velocidade e temperatura para determinação do posicionamento das aletas.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Trocadores de calor são equipamentos térmicos utilizados com a finalidade de facilitar a troca térmica entre dois ou mais fluidos a temperaturas diferentes. Seu funcionamento é simples, podendo ser de contato direto ou indireto entre os fluidos. A transferência de calor é realizada principalmente pelos mecanismos de condução e convecção, onde os fluidos envolvidos se encontram separados por uma parede metálica ou ocorrendo contato direto entre o fluido e o sólido que se deseja resfriar. Neste trabalho, o segundo tipo de trocador de calor será o utilizado e se assemelha ao dispositivo mostrado na Fig 3.1. Nesse exemplo um substrato de metal em contato com a fonte geradora de calor é responsável por conduzir esse calor da fonte até as aletas. As aletas, por sua vez, têm a função de aumentar a área de troca térmica, ou seja, a área em contato com o fluido refrigerante (por exemplo, água ou ar) que por sua vez remove o calor por convecção. Esse tipo de trocador de calor é mais utilizado no resfriamento de circuitos integrados (*chips*) e sua importância cresce conforme as demandas energéticas aumentam, com a necessidade de processamento de dados cada vez mais intensa.

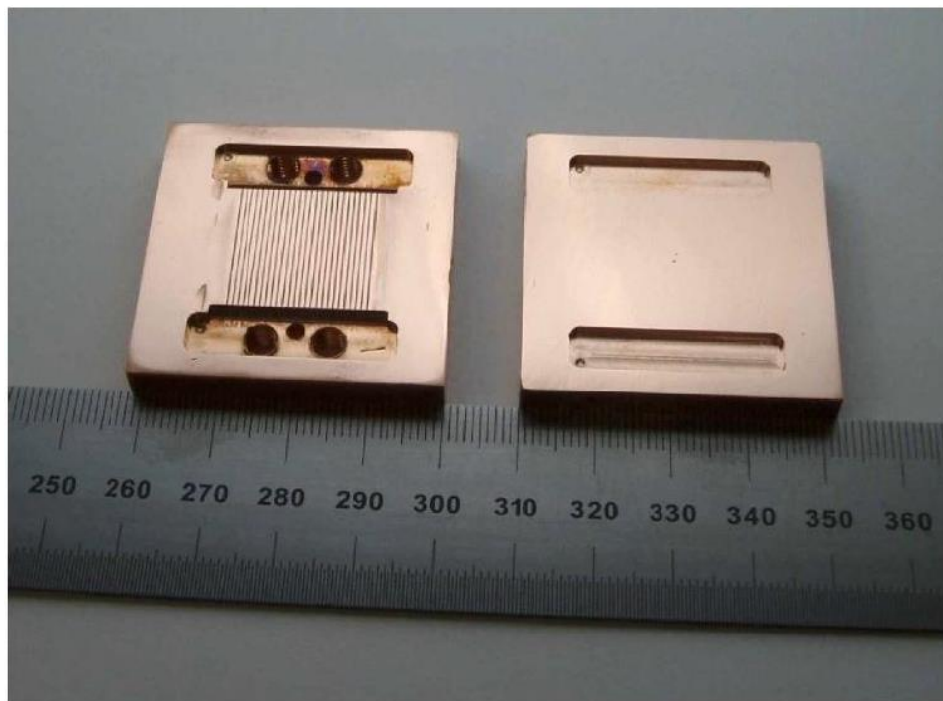


Figura 3.1 Exemplo de um trocador de calor de microcanais. (Fonte: Hazarathaiiah et al.)

Os principais mecanismos de troca térmica envolvidos no funcionamento desses dispositivos

são a condução e a convecção, ambos atuando de forma conjugada e acoplados através da relação de continuidade da temperatura e do fluxo de calor existente na interface sólido-fluido (Qu e Mudawar, 2002a).

A condução de calor representa o movimento natural da energia de um ponto com maior temperatura para um ponto com menor temperatura. Este fenômeno é observado ao longo de toda parte sólida do trocador de calor, iniciando na parte em contato com a fonte e se direcionando para as partes que estão a temperaturas inferiores. A taxa de transferência de calor por condução pode ser representada por (Ozisik, 1993).

$$Q_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (3.1)$$

onde Q_{cond} é a taxa de transferência de calor por condução (W), k a condutividade térmica do material (W/m K), A é a área perpendicular ao fluxo de calor (m²) e dT/dx o gradiente de temperatura na direção normal à superfície de área A (K/m).

A convecção é o fenômeno observado quando se tem um meio sólido em contato com um fluido em movimento, estando esses a temperaturas diferentes. No caso do trocador de calor, este fenômeno se inicia no momento em que o fluido refrigerante, o qual possui velocidade não nula, entra em contato com a superfície das paredes das aletas do dispositivo. A convecção, neste caso, complementa o fenômeno da condução, ao remover a energia das paredes do sólido para a vizinhança do sistema investigado. A taxa de transferência de calor por convecção pode ser representada por (Kays et al, 2005).

$$Q_{conv} = hA(T_{\infty} - T_s) \quad (3.2)$$

onde Q_{conv} é a taxa de transferência de calor por convecção (W), h o coeficiente de transferência de calor (W/m² K), T_{∞} a temperatura do fluido e T_s a temperatura da superfície em contato com o fluido.

O número de Reynolds representa a razão entre as forças inerciais e viscosas do escoamento, constituindo um parâmetro importante no dimensionamento de trocadores de calor

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (3.3)$$

onde, ρ é a massa específica do fluido [kg/m^3], μ é a viscosidade do fluido [Pa s], D_h é o diâmetro hidráulico do microcanal [m] e V a velocidade média do escoamento [m/s].

Por ser diretamente proporcional à velocidade do fluido, um valor alto de Re conduz a maiores taxas de retirada de calor por convecção, no entanto esse efeito é contrabalanceado por um aumento na energia necessária para fazer o fluido escoar pelos canais. Devido ao aumento da perda de carga ocasionado pelo aumento da tensão de cisalhamento resultante do contato entre o fluido e as paredes internas das aletas, é necessária uma maior potência no acionamento da bomba e consequentemente os efeitos econômicos devem ser analisados. Os escoamentos com elevado número de Reynolds, resultam em um escoamento turbulento. O contrário é denominado escoamento laminar, quando o fluido se move de forma mais regular

As equações diferenciais a serem resolvidas dependem da natureza do problema. O presente estudo aborda um escoamento com troca de calor no qual serão necessárias equações de conservação que descrevam o movimento do fluido bem como a transferência de calor por convecção e difusão.

- Equação da conservação da massa:

Um volume de controle é, por definição, uma porção arbitrária de matéria de identidade fixa, para um escoamento em regime permanente ele é constituído da mesma quantidade de matéria em todos os instantes. Desta forma, a conservação da massa exige que a massa do sistema seja constante. Ou seja, a soma da vazão mássica em um elemento infinitesimal e da taxa de variação da massa dentro do volume de controle devem ser nulas. A equação da conservação da massa, para um escoamento incompressível e no regime permanente, pode ser escrita como (Schlichting, 1979).

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.4)$$

onde u , v e w representam as velocidades [m/s] nas três direções x , y e z [m] respectivamente.

As derivadas das velocidades em relação às coordenadas espaciais representam a taxa líquida de fluxo passando através da superfície de controle.

- Equação da conservação da quantidade de movimento:

A equação que descreve o movimento de um fluido pode ser obtida aplicando a segunda lei de Newton, que estabelece que a soma de todas as forças externas agindo sobre o volume de controle é igual à taxa de variação da quantidade de movimento linear (Schlichting, 1979).

Considerando um fluido Newtoniano, a tensão viscosa é proporcional a taxa de deformação por cisalhamento e se o escoamento também for laminar e unidimensional tem-se que a tensão de cisalhamento é proporcional a taxa de deformação angular. Para um escoamento tridimensional são necessárias expressões mais complexas para a taxa de deformação angular, expressando as tensões em termos dos gradientes de velocidade e das propriedades dos fluidos em coordenadas retangulares. (Fox et al. 2009)

Após as manipulações algébricas necessárias, chega-se às equações de Navier-Stokes nas direções x , y e z , que quando aplicadas a um escoamento incompressível, com viscosidade e propriedades físicas constantes, no regime permanente, é dada na forma escalar por:

$$\begin{aligned}\rho \left[u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right] &= \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\ \rho \left[u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] &= \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\ \rho \left[u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right] &= \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right)\end{aligned}\tag{3.5}$$

onde g é a aceleração da gravidade [m/s^2] e p a pressão [Pa].

As equações de Navier-Stokes juntamente com a equação da conservação da massa formam um conjunto de quatro equações diferenciais parciais não-lineares acopladas para u, v, w e p . (FOX et al. 2009).

- Princípio da Conservação da Energia:

A aplicação da equação da energia em um volume de controle diferencial, com um fluido em movimento, considera os efeitos da advecção na transferência de energia através das superfícies do volume de controle, que devem ser considerados juntamente com os de condução (outros termos de transferência de energia por trabalho reversível e irreversível são desconsiderados para o problema abordado). A equação diferencial resultante, que fornece a base para a previsão da distribuição de

temperaturas requer agora o conhecimento das equações de velocidade, deduzidas da aplicação da conservação da massa e da 2ª lei de Newton do movimento aplicadas a um volume de controle diferencial.

A equação da energia expressa que a taxa líquida na qual a energia entra no volume de controle, mais a taxa na qual calor é adicionado, menos a taxa na qual trabalho é realizado pelo o fluido no volume de controle, é igual a zero. Para o escoamento tridimensional, em regime permanente de um escoamento incompressível e fluido com propriedades constantes e desconsiderando os efeitos da dissipação viscosa, a equação diferencial resultante é, (Incropera et al. 2008):

$$\rho c_p \left[u \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) + v \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) + w \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3.6)$$

Equação da conservação da energia para o sólido:

Neste caso, os termos advectivos da Eq. (3.6) são simplificados (por não haver escoamento) e a Eq. (3.6) pode ser reescrita na forma:

$$k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = 0 \quad (3.7)$$

Esse conjunto de equações pode ser resolvido por diversos códigos computacionais, dentre eles o OpenFOAM que usa o método de volumes finitos.

3.1. Método de Volumes Finitos

A obtenção da solução numérica de qualquer problema físico requer, inicialmente, a habilidade da criação do modelo matemático correspondente. O modelo matemático deve ser tal que possa ser resolvido com tempos de computação não-proibitivos e que os resultados obtidos representem adequadamente o fenômeno físico em consideração, Maliska (2004). Nesse capítulo já foram apresentadas as equações diferenciais que descrevem o fenômeno físico investigado no

presente estudo, elas devem ser resolvidas simultaneamente, formando um sistema de equações diferenciais não-lineares. Devido a impossibilidade de se resolver esse sistema sem demasiadas simplificações, se recorre ao uso de métodos numéricos para esta tarefa. A tarefa do método numérico é resolver uma ou mais equações diferenciais, substituindo as derivadas existentes por expressões algébricas que envolvem a função incógnita. Quando não é possível a solução analítica se aceita fazer uma aproximação numérica da equação diferencial, obtendo a solução para um número discreto de pontos, com um determinado erro, esperando que, quanto maior for o número de pontos, mais perto da solução exata será a solução numérica, Maliska (2004).

Todo método que para obter as equações aproximadas satisfaz a conservação da propriedade em nível de volumes elementares é um método de volumes finitos. Existem duas maneiras de se obter as equações aproximadas neste método. A primeira é a realização de balanços da propriedade em questão nos volumes elementares e segunda é integrar sobre o volume elementar, no espaço e no tempo, as equações na forma conservativa (quando os fluxos estão dentro do sinal da derivada), Maliska (2004).

3.1.1. Funções de interpolação no tempo

São funções que especificam o comportamento do fluxo em análise no intervalo de tempo. Para isso, Maliska (2004) descreve a existência de três tipos de formulações diferentes: formulação explícita, formulação implícita e formulação totalmente implícita.

Na formulação explícita não se tem a origem de um sistema linear de equações, nela todas as temperaturas são avaliadas no instante anterior e, portanto, já são conhecidas. É possível então explicitar a incógnita de interesse em função da temperatura já conhecida do ponto anterior, ou da condição de contorno se este não possuir vizinho.

A formulação totalmente implícita origina um sistema linear que deve ser resolvido para obter o campo de soluções para o respectivo passo de tempo, ou seja, utiliza-se um processo iterativo para resolver o sistema linear resultante em cada nível de tempo. Se o interesse do problema é obter as informações precisas para cada nível de tempo, o sistema deve ser iterado até sua convergência, caso o interesse seja apenas no regime permanente, temos o transiente distorcido, neste caso não há necessidade de resolver o sistema linear com precisão em níveis de tempo que não são de interesse.

A formulação implícita utiliza uma média dos valores das variáveis no começo e no fim do intervalo de tempo, podendo ser considerada uma mistura entre as interpolações explícita e totalmente implícita. De forma resumida a formulação implícita utiliza as informações dos pontos no passo de tempo anterior, como na explícita, ao mesmo tempo que utiliza as informações do passo de tempo atual da solução, por possuir incógnitas no mesmo nível de tempo de cálculo da solução, as soluções

são acopladas entre si, sendo necessária a solução de um sistema linear para obtenção dos resultados, Maliska (2004). Neste trabalho é utilizado o esquema de avanço temporal totalmente implícito.

3.1.2. Funções de interpolação no espaço

Possui a função de aproximar os fluxos difusivos nas interfaces dos volumes de controle, conectando os pontos nodais, local de armazenamento da função que possui a incógnita desejada. A tentativa é sempre propor uma função de interpolação com o menor erro possível e que, ao mesmo tempo, não envolva muitos pontos nodais para não criar uma matriz de coeficientes com estrutura muito complexa. A função de interpolação ideal é aquela que conecta os pontos nodais com a própria solução do problema que queremos resolver. Essa função de interpolação é denominada exata e só é possível para problemas muito simples, Maliska (2004).

Existem diversas funções de interpolação, e estas são utilizadas de acordo com a física do problema, de forma a responder com maior consistência a determinados problemas. Funções de interpolação do tipo diferenças centrais (CDS), são mais consistentes para termos difusivos, pois relacionam informações tanto a jusante quanto a montante do volume em questão.

Já o esquema Upwind (UDS), utiliza os valores já conhecidos das células que estão a montante do escoamento para os termos advectivos, sendo mais interessante quando se tem um escoamento em análise.

3.2. Teoria Construtal

A Teoria Construtal foi formulada por Adrian Bejan em 1996 e é uma visualização de que a geração das configurações geométricas em sistemas de fluxo/escoamento de dimensões finitas é baseada em um princípio físico de maximização do acesso das correntes internas do sistema termodinâmico.

Esse princípio físico é a Lei Construtal e estabelece que “Para um sistema de fluxo/escoamento de dimensões finitas persistir no tempo sua configuração deve evoluir no tempo de forma a facilitar o acesso das correntes que fluem através do sistema” (Bejan e Zane, 2012). Através dessa lei pode-se explicar como ocorre a organização, a complexidade e a diversidade de sistemas onde existe algum tipo de escoamento na natureza e na engenharia. Esses sistemas buscam melhorar seu desempenho adaptando sua estrutura, variando sua geometria de acordo com as restrições, de modo a facilitar o acesso ao fluxo/escoamento (Bejan, 2000). Essa adaptação geométrica ocorre onde existe algum tipo de fluxo através do tempo e do espaço, como por exemplo em redes de transporte,

bacias hidrográficas, tecidos vascularizados, pulmões, árvores, flocos de neve ou raios. Ambos os sistemas mencionados apresentam formatos estruturais semelhantes, conforme pode ser observado na Fig 3.2.

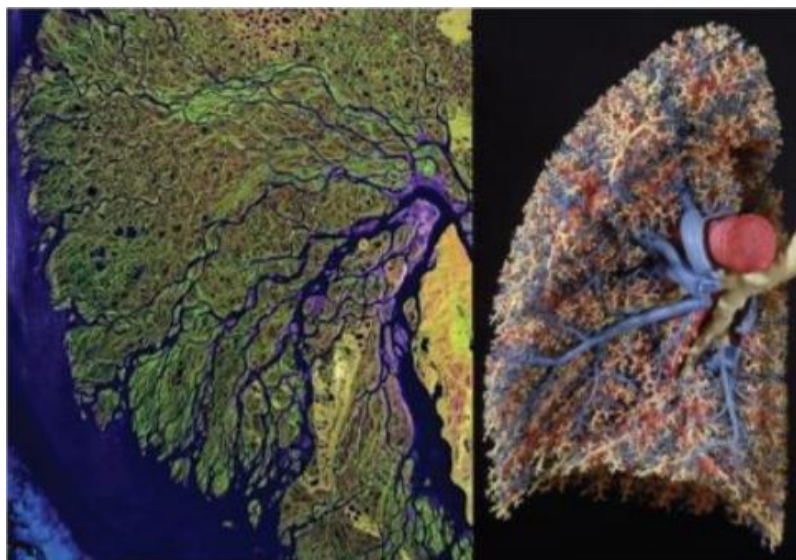


Figura 3.2 Delta de um rio vs pulmão humano (Fonte: Bejan, Lorente, 2013)

Tomando como exemplo o trocador de calor abordado neste trabalho, têm-se dois principais objetivos que são a troca de maior quantidade de energia possível entre a corrente fria e o sólido e a minimização da resistência ao escoamento (perda de carga), o sistema vai então se moldar (evoluir) para atender a esses dois objetivos, respeitadas as restrições geométricas do espaço disponível para construção das aletas. A Teoria Construtal será utilizada então para indicar a posição das aletas de maneira determinística, através da análise do comportamento do escoamento após cada etapa de construção, buscando ao final do processo a configuração que forneça o melhor desempenho térmico.

4. METODOLOGIA

Antes de iniciar a construção das geometrias, foi feita a escolha de um trocador de calor de microcanais com características estruturais que permitissem aplicar a ideia proposta neste trabalho, para depois ser utilizado como base comparativa, sendo assim possível avaliar a eficiência do método empregado. Para tal comparação foi escolhida a geometria proposta por Bello-Ochende et al. (2007), que foi gerada através do uso da Teoria Construtal. Para encontrar as dimensões ótimas do trocador de calor os autores aplicaram a Teoria Construtal na otimização de um único canal, o qual após concluído o processo pôde ser expandido para um trocador de calor com n canais iguais.

No presente trabalho, a construção se dará a partir de um substrato com as dimensões pré-estabelecidas, a partir do trocador de calor gerado no trabalho de Bello-Ochende et al. (2007), porém sem aletas, constituindo assim um único canal vazio. Nesse canal vazio as aletas serão adicionadas conforme uma função de construção φ , formando ao final do processo o trocador de calor com as aletas nas posições indicadas por esta função.

Bello-Ochende et al. (2007), obtiveram resultados para diferenças de pressão variando entre 10 kPa e 50 kPa, com todas as outras propriedades termofísicas semelhantes às utilizadas no trabalho de Qu e Mudawar (2002a), as quais serão utilizadas também neste trabalho e detalhadas na seção 4.1.

Da necessidade de se iniciar o processo de construção com um canal vazio, de dimensões relativamente grandes, a pressão inicial considerada neste trabalho não pôde ser muito elevada para não haver a possibilidade de o escoamento entrar no regime turbulento. Diante disso, dentre as pressões utilizadas no trabalho de Bello-Ochende et al. (2007), a menor delas (10kPa), foi a utilizada no restante das simulações, juntamente com uma fração da porção sólida (θ) igual a 50%, esta fração representa a proporção entre o volume total ocupado pelo sólido e pelo fluido refrigerante (canais). Esta relação entre sólido e fluido foi escolhida por pertencer a faixa ótima encontrada pelo autor que minimiza a diferença entre as temperaturas máximas e mínimas de todo o dispositivo. Ao fixar essas duas variáveis é possível, a partir dos resultados apresentados por Ochende et al. (2007), definir as dimensões e posteriormente construir um trocador de calor de microcanais com a geometria otimizada por eles.

4.1. Definição das dimensões ótimas do trocador de calor referência

A Figura 4.1 apresenta um trocador de calor de microcanais genérico do qual é retirada uma

célula unitária (Fig 4.2) para a realização dos cálculos da geometria que será a base para o restante do trabalho. Esta fração é retirada valendo-se da simetria do trocador de calor e após a definição das dimensões ótimas é possível a construção de um trocador de calor com n células unitárias iguais.

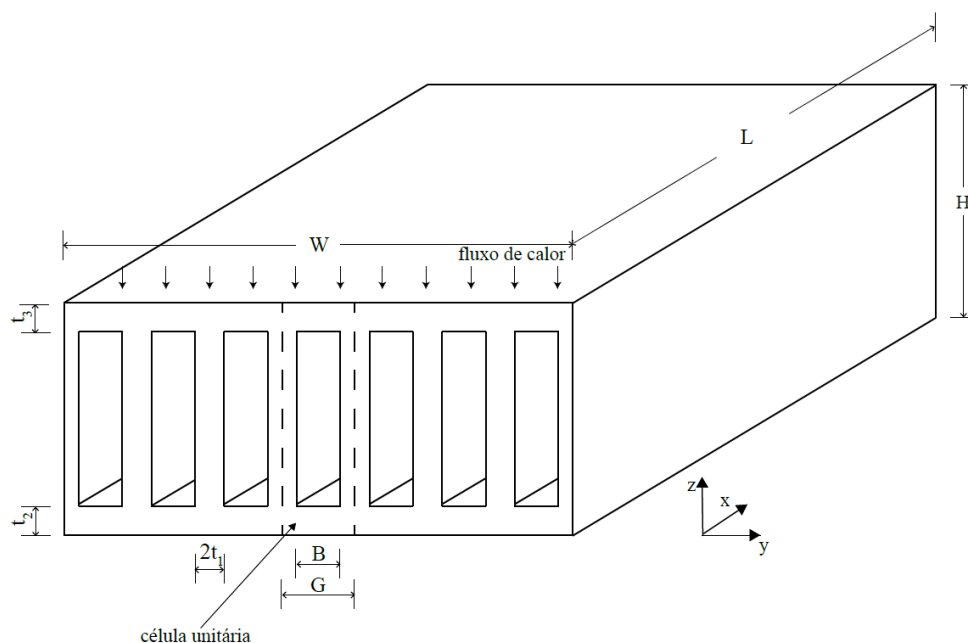


Figura 4.1 Modelo do trocador de calor de microcanais adaptado de Bello-Ochende et al. (2007)

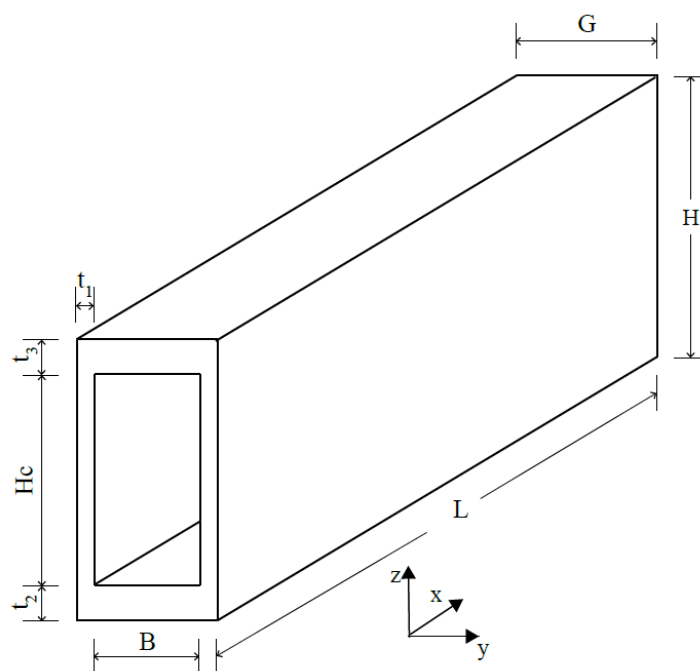


Figura 4.2 Célula unitária do trocador de calor adaptado de Bello-Ochende et al. (2007)

Tomando como base a célula unitária da Fig. 4.2, os únicos parâmetros que podem variar são os referentes a sua seção transversal representados por t_1 (paredes laterais), t_2 (parede inferior) e t_3 (parede superior) e consequentemente B (largura do canal) e H_c (altura do canal). G , H e L são constantes e representam o volume total da célula. As Equações 4.1 a 4.4 são utilizadas para relacionar esses parâmetros:

$$GHL = V(\text{constante}) \quad (4.1)$$

$$2Ht_1L + (G - 2t_1)Lt_2 + (G - 2t_1)t_3L = V_s(\text{constante}) \quad (4.2)$$

onde V_s é o volume do sólido. Para um comprimento fixo:

$$GH = \frac{V}{L} = A(\text{constante}) \quad (4.3)$$

o volume do microcanal é dado por:

$$V_c = V - V_s(\text{constante}) \quad (4.4)$$

Dos resultados obtidos por Bello-Ochende et al. (2007), originam-se as relações que possibilitam resolver as equações acima para t_1 , t_2 e t_3 ; assumindo $t_2 = t_3$; $\theta = 0,5$ (relação entre o volume do sólido e do canal, resultando em $V_s = V_c = 0,35 \text{ mm}^3$ e $V = 0,7 \text{ mm}^3$); $G = 0,1 \text{ mm}$ e $H = 0,7 \text{ mm}$; chega-se aos seguintes valores para a célula unitária otimizada:

Tabela 4.1 Dimensões calculadas para a célula unitária.

$t_1(\text{mm})$	$t_2(\text{mm})$	$t_3(\text{mm})$	$B(\text{mm})$	$H_c(\text{mm})$
0,0104	0,0129	0,0129	0,0792	0,442

Essas dimensões representam uma das possíveis geometrias ótimas obtidas para um trocador de calor submetido a uma pressão de 10 kPa na entrada do canal e com 50% de sólido em sua composição. Os valores da Tab. 4.1 poderiam variar, por exemplo, caso fosse escolhido um valor diferente para G , o qual teria que ser acompanhado de uma variação em H para manter V constante.

Na segunda etapa é feita a construção do trocador de calor constituído das células unitárias cujas dimensões ótimas foram encontradas, assim se torna possível fazer a comparação entre as construções.

É escolhida arbitrariamente a quantidade de 7 células unitárias para constituir o trocador de calor utilizado como referência, resultando no dispositivo apresentado na Fig. 4.3. Essa quantidade de canais permite a construção de um domínio de dimensões aceitáveis para efeitos de comparação entre as metodologias.

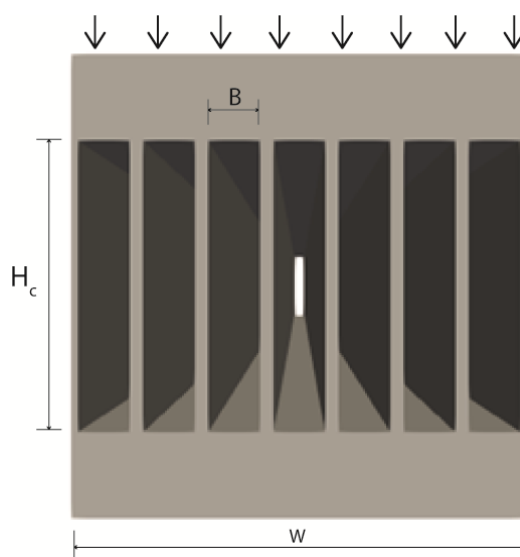


Figura 4.3 Geometria resultante após a união das células unitárias.

A união dos microcanais gera um trocador de calor medindo 0,7 mm de largura por 0,7 mm de altura, com a profundidade igual a 10 mm.

Foi considerado que a largura encontrada para a parede da célula unitária representa a metade da largura da aleta do canal, com isso as aletas dos canais quando unidas passam a medir 0,0208 mm e as duas paredes das extremidades laterais permanecem com 0,0104 mm.

Com as mesmas dimensões externas é realizada a construção do canal vazio que será utilizado no restante do trabalho, representado na Fig. 4.4. Com o canal inicial medindo 0,679 mm de largura.

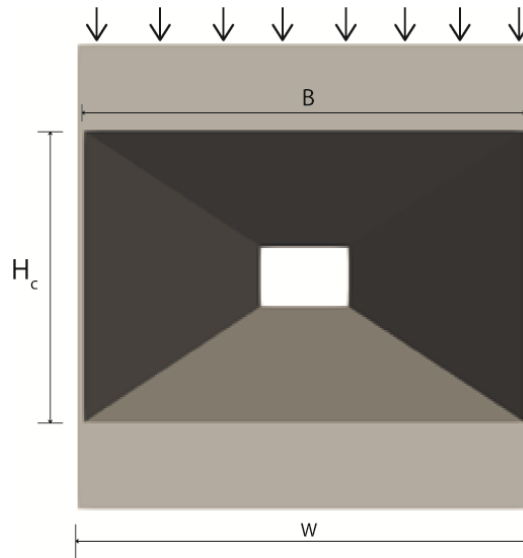


Figura 4.4 Substrato onde serão adicionadas as aletas conforme a função de construção φ .

Para o posicionamento das aletas uma função de construção φ é utilizada. Esta função indica, baseada nos campos de temperatura e velocidade, o melhor local para se posicionar o material sólido no canal, ou seja, a região onde se espera que maiores taxas de transferência de calor entre o sólido e o fluido ocorram. Essa função é dada por:

$$\varphi = \frac{U}{U_{\text{máx}}} \frac{T}{T_{\text{máx}}} \quad (4.5)$$

onde U é a velocidade medida no ponto [m/s], $U_{\text{máx}}$ é a velocidade máxima encontrada no domínio, T é a temperatura no ponto [K] e $T_{\text{máx}}$ a temperatura máxima encontrada no domínio.

De posse da função de construção e do trocador de calor com o canal vazio, inicia-se o processo de construção, o qual pode ser resumido pelo seguinte algoritmo, aplicado de forma similar ao trabalho de Pedroti et al. (2019):

1. obter a solução térmica e fluidodinâmica do problema;
2. calcular a posição onde φ é máximo no plano referente à saída do canal, onde se encontram os maiores gradientes de temperatura. O local é representado pelas coordenadas (y, z) , onde será posicionada a nova aleta. A aleta é posicionada de forma que a coordenada y fique no centro da

nova aleta e z indique a sua extremidade, conforme indica a Fig 4.5;

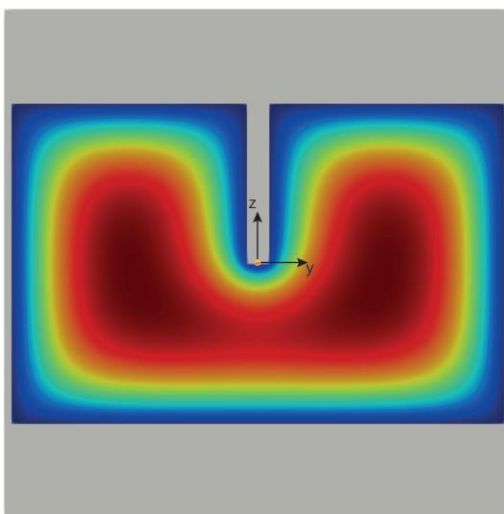


Figura 4.5 Forma como a aleta será posicionada, em função das coordenadas y e z .

3. criar a nova geometria posicionando a aleta conforme o passo 2 e em seguida extrudar na direção x (ao longo do comprimento do canal) para formar o volume;
4. obter novamente a solução térmica e fluidodinâmica;
5. voltar para a etapa 2 até que a temperatura máxima do domínio pare de diminuir;

O volume do canal e seu comprimento são fixos e cada nova aleta a ser posicionada terá as suas dimensões fixadas em função de t_1 , sendo avaliadas 5 espessuras diferentes com valores iguais a t_1 , $2t_1$, $3t_1$, $4t_1$ e $5t_1$, conforme Tab 4.2.

Tabela 4.2 Espessuras das aletas utilizadas.

$t_1(mm)$	$2t_1(mm)$	$3t_1(mm)$	$4t_1(mm)$	$5t_1(mm)$
0,0104	0,0208	0,0312	0,0416	0,0520

As construções se repetirão para as cinco espessuras propostas, variando o grau de liberdade referente ao espaçamento entre uma aleta e sua vizinhança.

Para o espaçamento serão consideradas três condições diferentes:

- Sem espaçamento mínimo entre uma aleta e outra parede (as aletas serão posicionadas sem restrições);

- Espaçamento mínimo entre uma aleta e outra parede igual a $2e$, onde e representa a espessura das aletas (as aletas serão posicionadas de forma a respeitar a distância de 2 vezes a espessura das respectivas aletas);

- Espaçamento mínimo entre uma aleta e outra parede igual a $3e$ (as aletas serão posicionadas de forma a respeitar a distância de 3 vezes a espessura das respectivas aletas);

Para o posicionamento das aletas algumas restrições são necessárias, visto que elas não podem ser construídas onde não haja apoio, ou seja, soltas no espaço do domínio do canal. Diante disso é necessário que para a adição de uma nova aleta, esta deve ser estendida até a parte sólida mais próxima, pois geralmente os pontos de ϕ máximo se encontram nas partes mais distantes das paredes. Sem essa condição surgiriam domínios com aletas “flutuando”, o que não é condizente com a física do problema e com o processo de manufatura dos microcanais. São propostas então duas formas de se obter esse crescimento:

Forma de crescimento 1: esticando a aleta verticalmente do ponto de ϕ máximo até o sólido mais próximo, seja para a parte de cima ou a parte de baixo do trocador de calor, conforme a Fig 4.6;

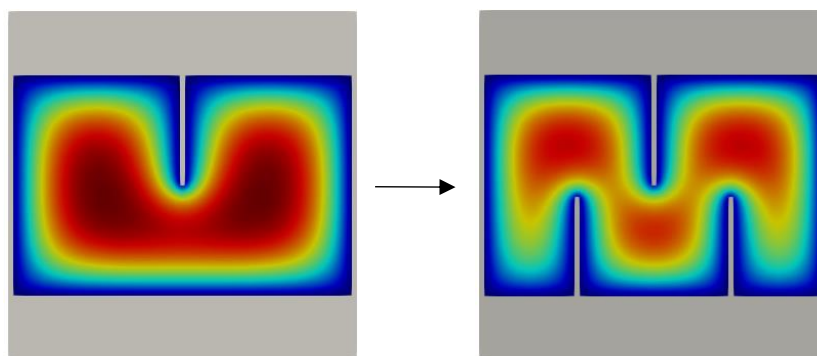


Figura 4.6 Sequência de adição das aletas da forma de crescimento 1.

Forma de crescimento 2: esticando a aleta verticalmente do ponto de ϕ máximo até o topo do trocador de calor, região da qual provém o fluxo de calor, conforme Fig 4.6;

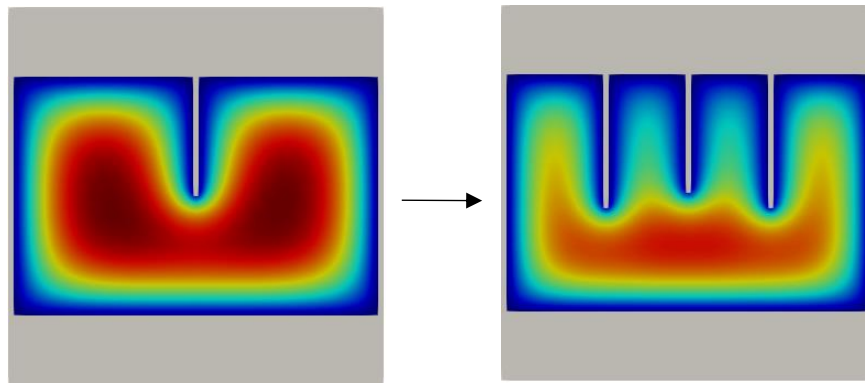


Figura 4.7 Sequência de adição das aletas da forma de crescimento 2.

A figura 4.8 apresenta um fluxograma que resume todas as combinações que serão realizadas, exemplificando, em vermelho, os processos realizados nas Figs 4.6 e 4.7.

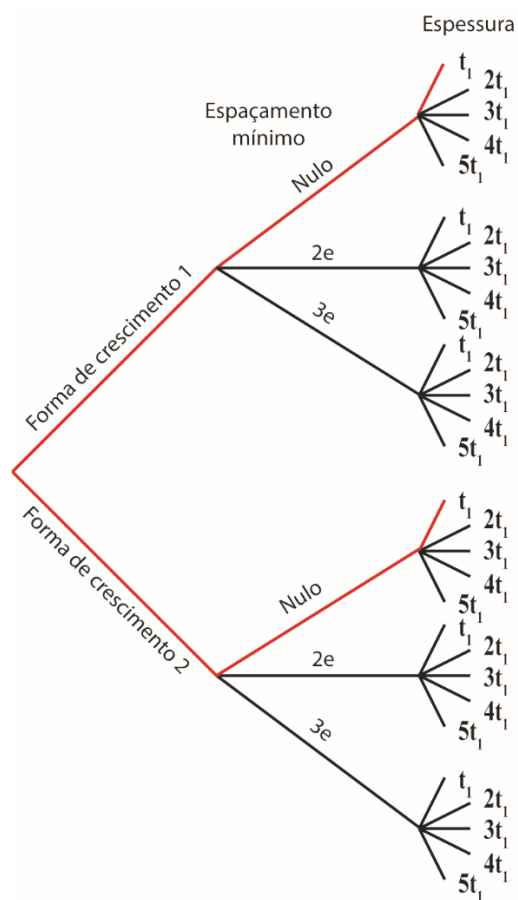


Figura 4.8 Fluxograma representando as possíveis simulações a serem realizadas.

Na ocasião em que o ϕ máximo se localizar na linha de ação de uma aleta já construída, o material sólido será esticado até a respectiva aleta. Se não houver espaçamento mínimo, esta aleta se unirá sem restrições a aleta já construída, podendo aumentar sua espessura caso ϕ não se localize bem no centro da respectiva aleta. Para os outros dois valores de espaçamento mínimos, as aletas se unirão mantendo suas espessuras e depositando material na linha de ação da aleta construída primeiro.

Se ϕ máximo indicar a construção da aleta em uma posição muito próxima lateralmente a uma aleta já existente, esta será construída de forma livre para o espaçamento sem restrições ou reposicionada lateralmente para atender às restrições de espaçamento de duas ou três vezes a sua espessura.

4.2. Modelagem matemática

O problema consiste em posicionar sucessivas aletas em um canal de dimensões conhecidas, utilizando o princípio da Teoria Construtal que fornecerá os melhores arranjos para cada configuração desejada. Pelo canal escoar uma corrente fluida, a análise é tridimensional e no regime permanente, com um fluxo de calor entrando no domínio computacional através da parede superior do trocador de calor.

A Fig 4.9, adaptada de Qu e Mudawar (2002a), pode ser utilizada para facilitar o entendimento da imposição das condições de contorno. Cabe destacar que os trocadores de calor utilizados no presente trabalho possuem todas as características térmicas e construtivas do trocador de calor utilizado no trabalho de Qu e Mudawar (2002a), variando apenas as dimensões e a condição de contorno que fornece a força motriz para o escoamento.

Todas essas considerações se aplicam tanto ao problema constituído do trocador com canal vazio, quanto ao do trocador referência, obtido do trabalho de Ochende et al. (2007).

Do ponto de vista térmico, na fronteira superior do trocador de calor (A), é especificado um fluxo constante de calor de $9 \times 10^5 \text{ W/m}^2$, constituindo uma condição de contorno de segunda espécie (condição de Neumann) enquanto o restante das fronteiras (B e C) são isoladas termicamente, constituindo uma particularidade da condição de Neumann em que o fluxo de calor é nulo. Na entrada do domínio computacional o fluido apresenta temperatura igual a 20°C (293K) enquanto que na saída é especificada a derivada nula da temperatura na direção do escoamento.

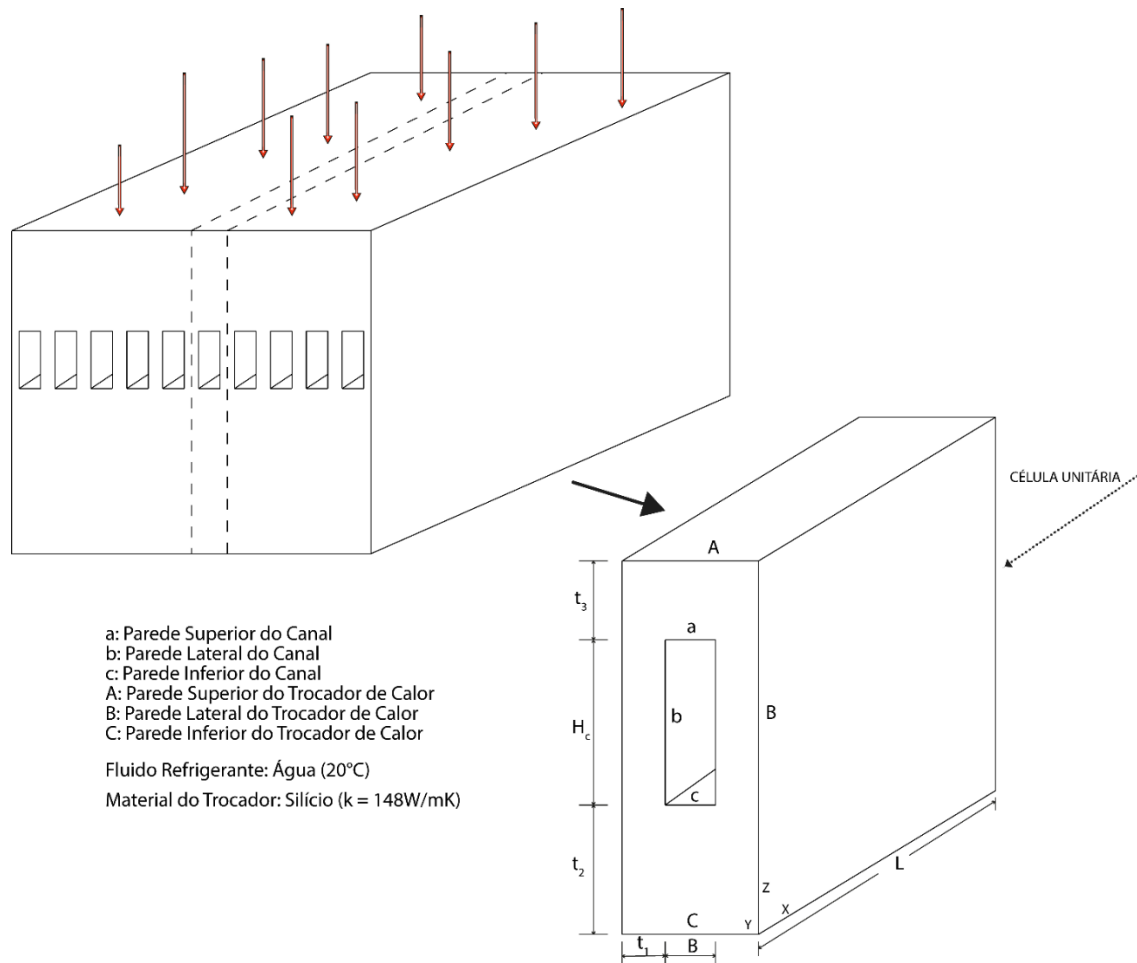


Figura 4.9 Modelo de trocador de calor de microcanais, adaptado de Qu e Mudawar (2002 a).

Para o problema fluidodinâmico, na entrada é imposta uma pressão prescrita manométrica de 10 kPa, e na saída uma pressão manométrica nula (atmosférica). Em todas as paredes de contato do fluido com o sólido é especificada a condição de não deslizamento e impermeabilidade.

O material que compõe a estrutura do trocador de calor é o silício ($k = 148 \text{ W/m K}$), com água como fluido refrigerante, retirando calor do sistema passando através dos canais.

Para modelagem matemática do problema, algumas simplificações foram utilizadas:

- Escoamento incompressível;
- Escoamento laminar;
- Escoamento no regime permanente;
- Propriedades termofísicas constantes do sólido e do fluido;
- Efeitos da radiação desprezíveis;

Após a aplicação dessas simplificações nas equações de conservação, têm-se as equações 3.4 a 3.7.

4.3. Modelagem numérica

As geometrias apresentadas nas Figs. 4.3 e 4.4 definem o domínio computacional utilizado, o qual para a geometria da Fig. 4.4 irá se alterar a cada etapa. A modelagem numérica pode ser dividida em três etapas principais.

Pré-processamento: nesta etapa são definidas as dimensões do modelo do qual se quer obter a solução, resultando na criação do domínio computacional. Após a criação se faz uma divisão do domínio em pequenos volumes de controle, nos quais as versões discretizadas das equações de conservação serão resolvidas. Para esta etapa foi utilizado o software GMSH (Geuzaine e Remacle, 2009). O GMSH é um software gratuito que possibilita a criação de domínios bi e tridimensionais e posterior discretização.

Processamento: etapa posterior ao pré-processamento, onde, de posse da geometria discretizada, se especifica as condições de contorno, as propriedades dos materiais e os parâmetros que vão orientar o processo de iteração da solução. O processo de solução do problema se dá no programa OpenFOAM (Weller et al.), que utiliza o método de Volumes Finitos.

Pós-processamento: consiste na análise das informações obtidas após a etapa de processamento da solução, ou seja, através da análise dos campos de temperatura e pressão, por exemplo, obtidos após a convergência da solução no OpenFOAM. Muitos softwares de CFD possuem pós-processadores incluídos, no entanto, o OpenFOAM não possui, sendo necessário o uso de um pós-processador externo. Neste caso se recorreu ao uso do software Paraview (Ahrens et al. 2005).

4.4. Discretização e solução numérica

De posse do domínio já discretizado, no OpenFOAM foi utilizada a aplicação (*solver*) **chtMultiRegionFoam** que é indicada para resolver no regime transiente ou permanente, problemas de troca térmica conjugada entre domínios sólidos e fluidos.

Para a escolha dos métodos de solução das matrizes de cada equação discretizada e também dos algoritmos que resolvem o problema do acoplamento pressão-velocidade deve-se atentar para a

diferença entre as variáveis que estão sendo resolvidas de acordo com o domínio (fluido ou sólido). Desta forma os métodos de solução das matrizes são diferentes de acordo com a região, conforme mostrado na Tab. 4.3.

Tabela 4.3 Métodos de solução das matrizes.

Variável	Parâmetro
Sólido	
e	GAMG (generalised geometric-algebraic multi-grid)
Fluido	
p_rgh	GAMG (generalised geometric-algebraic multi-grid)
u, v, w, h	PBiCGStab (Stabilised preconditioned bi-conjugate gradient)

No OpenFOAM a equação da energia está implementada como função da entalpia (h) J/kg e da energia interna específica (e) J/kg e p_rgh é a pressão dinâmica, ou seja, a pressão total sem a parcela da pressão hidrostática. Essas 3 variáveis em conjunto com as três componentes da velocidade, são resolvidas com auxílio dos métodos de solução de matrizes acima relacionados.

Os valores dos resíduos empregados na convergência da solução dessas variáveis são mostrados na Tab 4.4.

Tabela 4.4 Resíduos empregados na convergência da solução numérica.

Variável	Valor
Sólido	
e	2e-6
Fluido	
h, u, v, w, p_rgh	5e-6

Para o acoplamento pressão-velocidade, em ambas as regiões, é utilizado o algoritmo PIMPLE, que é uma combinação dos algoritmos PISO (pressure-implicit split-operator) e SIMPLE (semi-implicit method for pressure-linked equations). O algoritmo PIMPLE é utilizado normalmente para resolver problemas transientes, porém foi utilizado neste trabalho apesar do problema ser no regime permanente. Ambos algoritmos citados acima resolvem uma equação para a pressão, criada a partir da equação da conservação da massa, e corrigem a velocidade explicitamente para satisfazer a equação da conservação da quantidade de movimento. Eles diferem principalmente na forma como fazem as iterações na solução das equações.

As funções de interpolação utilizadas são mostradas na Tab. 4.5. As funções de interpolação são aplicadas de acordo com o tipo de operador aplicado na equação que foi discretizada. A derivada em relação ao tempo é igualada a zero pois as soluções são obtidas no regime permanente, para o passo de tempo foi usado um Δt igual a $1e-5$.

Tabela 4.5 Parâmetros de controle das funções de interpolação.

Variável	Função de interpolação
Sólido	
Derivada em relação ao tempo $\left(\frac{\partial}{\partial t}\right)$	steadyState (regime permanente)
Operador gradiente $(\nabla\phi)$	Gauss linear
Operador divergente $(\nabla \cdot D)$	--
Operador laplaciano $(\nabla^2\phi)$	Gauss linear corrected
Fluido	
Derivada em relação ao tempo $\left(\frac{\partial}{\partial t}\right)$	steadyState (regime permanente)
Operador gradiente $(\nabla\phi)$	Gauss linear
Operador divergente $(\nabla \cdot D)$	
div(phi,U)	Gauss upwind
div(phi,h)	Gauss upwind
div(((rho*nuEff)*dev2(T(grad(U)))))	Gauss linear
Operador laplaciano $(\nabla^2\phi)$	Gauss linear corrected

onde, ϕ é uma função escalar, D é uma grandeza vetorial e ∇ é o operador Nabla, que em coordenadas retangulares é definido como:

$$\frac{\partial}{\partial x}i + \frac{\partial}{\partial y}j + \frac{\partial}{\partial z}k \quad (4.6)$$

4.5. Definição da malha independente para a construção das geometrias

Nesta etapa busca-se uma solução independente da malha, ou seja, aquela em que o número de volumes já não interfere mais nos resultados obtidos. Foram realizados os testes de independência de malha com o trocador de calor representado pela figura 4.3, que representa o trocador de calor construído a partir do trabalho de Bello-Ochende et al. (2007) e que possui as mesmas dimensões dos trocadores de calor que serão construídos posteriormente, tornado possível a utilização dos mesmos parâmetros de discretização do domínio.

Aumentou-se gradativamente o número de volumes gerados até que fosse alcançada a condição:

$$\left| \frac{T_{m\acute{a}x}^j - T_{m\acute{a}x}^{j-1}}{T_{m\acute{a}x}^j} \right| < 1 \times 10^{-3} \quad (4.7)$$

onde $T_{m\acute{a}x}$ é a temperatura máxima calculada no domínio computacional e o super índice j indica a malha que está sendo utilizada.

Os resultados do teste de independência de malha são mostrados na Tab. 4.6.

Tabela 4.6 Teste de independência de malha.

Número de Elementos	Mesh characteristic lenght factor*	$T_{\text{máx}}$ (K)	$\left \frac{T_{\text{máx}}^j - T_{\text{máx}}^{j-1}}{T_{\text{máx}}^j} \right < 1 \times 10^{-3}$
87.898	0,08	313,681	0,00185
159.988	0,055	314,261	0,00109
337.108	0,025	314,605	0,000508
667.116	0,02	314,445	-----

*Mesh characteristic lenght factor representa um parâmetro utilizado pelo GMSH para controlar o refinamento da malha.

A terceira configuração de malha alcança os níveis desejados de precisão nos resultados. No entanto, devido ao aparecimento de regiões do domínio onde se mostrou a necessidade de volumes menores, principalmente nas construções de trocadores de calor com aletas de menor espessura, optou-se por utilizar a quarta malha em todas as construções para evitar disparidade nos resultados e casos de não-convergência da solução. A figura 4.10 mostra a malha resultante, utilizada no restante das simulações, exemplificada no trocador de calor construído a partir de Bello-Ochende et al. (2007).

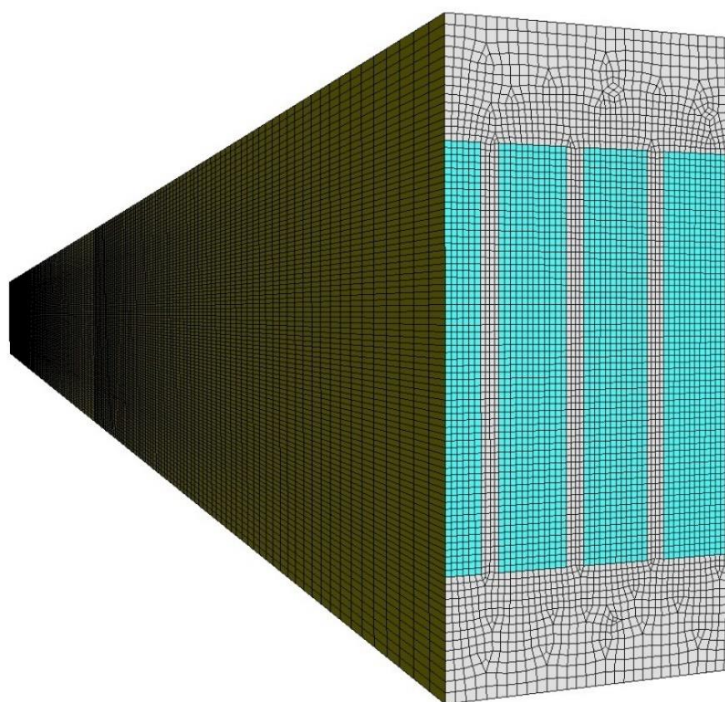


Figura 4.10 Geometria com a malha considerada independente.

Para esta etapa não foi possível a utilização de uma malha totalmente regular, visto que o crescimento das aletas com comprimentos diferentes tornou difícil a obtenção de um padrão estruturado para a malha. No entanto, o Gmsh possibilita, em suas configurações, a obtenção de malhas próximas a uma malha estruturada, com a opção de utilização de elementos quadrangulares, que tornam a convergência do problema mais rápida. Foi utilizado o algoritmo **Frontal-Delaunay for Quads** para a discretização em duas dimensões e posteriormente o algoritmo **Frontal** para a discretização em três dimensões de forma que o algoritmo de recombinação, responsável por transformar os volumes triangulares em quadrangulares foi o **Simple**. Diante da dificuldade de se obter uma malha que fosse refinada na região do fluido e não muito refinada na região do sólido, foi necessária a utilização do comando **transfinite**. O **transfinite** é um comando útil para a obtenção de malhas estruturadas, ele possibilita a fixação de um número determinado de pontos nas linhas que delimitam o domínio, os quais levam à formação da malha de uma forma mais controlada. Possui a limitação de uso em superfícies com apenas 4 lados e por isso pôde ser utilizado apenas na parede lateral do domínio. Dada a impossibilidade de se usar o **transfinite**, na região do canal, de forma a possibilitar um maior refino, foi utilizada a opção **Box**, disponível no menu Size Fields, este algoritmo possibilita a fixação de valores desejados para as células na região delimitada por uma “caixa”.

Mantendo as mesmas configurações da malha da Fig 4.10, são realizadas as simulações dos diferentes domínios gerados neste trabalho, com a quantidade de volumes variando a depender da quantidade e posição do sólido adicionado no canal.

4.6. Verificação do modelo numérico

A realização de um segundo teste de independência de malha para a verificação do modelo numérico se mostra necessária pois foi utilizada outra geometria para esta etapa, devido à maior simplicidade de obtenção dos valores para comparação.

A geometria apresentada na Fig. 4.9, adaptada de Qu e Mudawar (2002a), define o domínio computacional utilizado para a verificação do modelo computacional. O referido trabalho foi escolhido como referência para a realização da verificação da solução computacional que está sendo utilizada, pois possui validação com o trabalho experimental realizado por Kawano et al. (2001).

As dimensões da célula unitária da Fig 4.9 podem ser verificadas na Tab. 4.7.

Tabela 4.7 Dimensões da célula unitária.

W_{w1} (μm)	W_{ch} (μm)	W_{w2} (μm)	H_{w1} (μm)	H_{ch} (μm)	H_{w2} (μm)	L (mm)
21.5	57	21.5	450	180	270	10

Antes da verificação da solução foi realizado novamente o teste de independência de malha para verificar o número de volumes que não interfere mais nos resultados, respeitando a condição:

$$\left| \frac{T_{m\acute{a}x}^j - T_{m\acute{a}x}^{j-1}}{T_{m\acute{a}x}^j} \right| < 1 \times 10^{-3} \quad (4.8)$$

Os resultados do teste de independência de malha são mostrados na Tab. 4.8.

Tabela 4.8 Teste de independência de malha para a solução de verificação do modelo.

Número de Elementos	$T_{m\acute{a}x}$ (K)	$\left \frac{T_{m\acute{a}x}^j - T_{m\acute{a}x}^{j-1}}{T_{m\acute{a}x}^j} \right < 1 \times 10^{-3}$
32600	313,978	2.7e-3
64200*	313,133	6,39e-4
122300	312,933	5,2e-4
265258	312,777	-----

O domínio discretizado, com 64200 volumes, utilizado para a verificação do modelo numérico é representado na Fig 4.11.

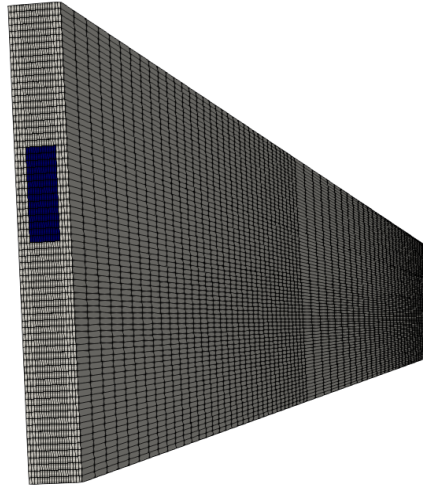


Figura 4.11 Malha independente da geometria utilizada para verificação do modelo numérico.

A solução numérica obtida com a malha independente é então comparada com os resultados numéricos de Qu e Mudawar (2002a), onde a resistência térmica, na saída do escoamento para o topo do trocador (Superfície A, na Fig. 4.8), é avaliada para uma faixa do número de Reynolds, entre 90 e 400.

A resistência térmica por unidade de área pode ser definida como:

$$R'' = \frac{T_{\text{máx}} - T_0}{q''} \quad (4.9)$$

onde $T_{\text{máx}}$ é a temperatura máxima [K] encontrada no domínio, na região do topo do trocador de calor (superfície A), $T_0 = 293$ K é a temperatura na entrada do canal e q'' é o fluxo de calor aplicado no topo do trocador igual a 9×10^5 W/m².

Os resultados obtidos com as simulações da célula unitária e sua comparação com os resultados de Qu e Mudawar (2002a) são mostrados na Fig. 4.12.

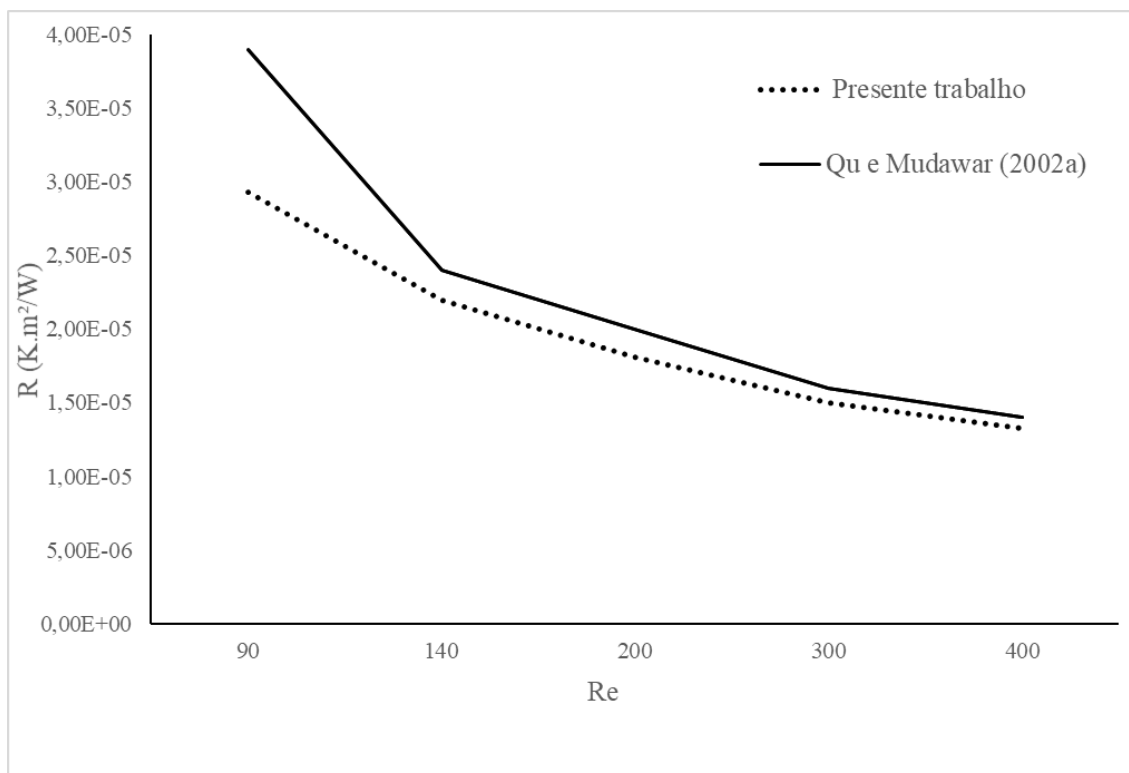


Figura 4.12 Comparação da resistência térmica obtida no presente trabalho com a obtida por Qu e Mudawar (2002a).

A Figura 4.12 mostra resultados condizentes com os obtidos por Qu e Mudawar (2002a) para a maior parte da faixa de Reynolds considerada. A verificação do código mostra que o modelo computacional é confiável e permite a continuação das simulações e construção dos domínios propostos.

5. RESULTADOS

O objetivo principal do trabalho é construir um arranjo que possibilite alcançar menores picos de temperatura no trocador de calor. Para quantificar a eficiência do método implantado foi feita a comparação dos resultados obtidos com a reprodução da construção de Bello-Ochende et al. (2007), o qual originou a geometria apresentada na Fig 4.3 e possui os campos de temperatura e velocidade conforme a Fig 5.1.

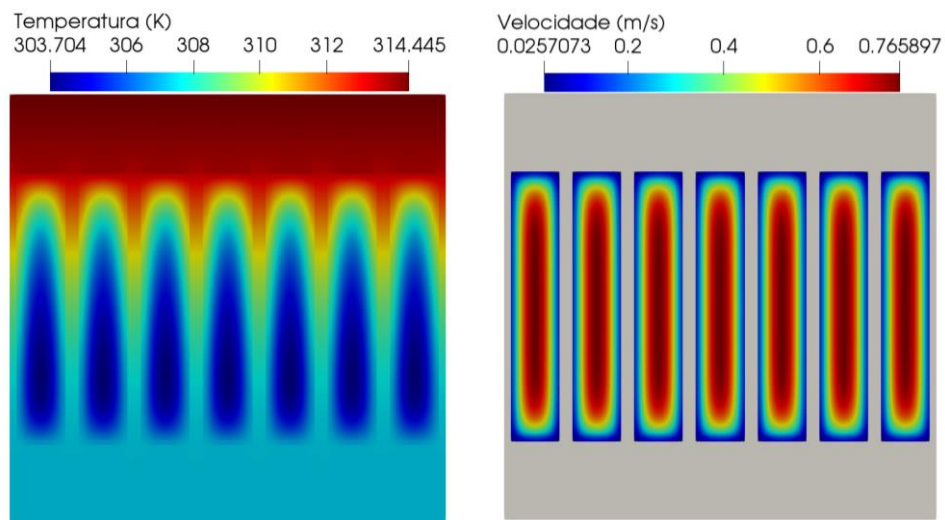


Figura 5.1 Campos de temperatura e velocidade na saída dos canais do trocador de calor adaptado de Bello-Ochende et al. (2007).

A Tabela 5.1 relaciona os principais resultados obtidos para a construção de Bello-Ochende et al. (2007).

Tabela 5.1 Valores das variáveis de interesse da construção de Bello-Ochende e al. (2007).

Espessura	Modelo	$T_{m\acute{a}x}$ (K)	$V_{m\acute{e}dia}$ (m/s)	ψ	n
$2t_1$	Refer\^encia	314,445	0,46	0,175	6

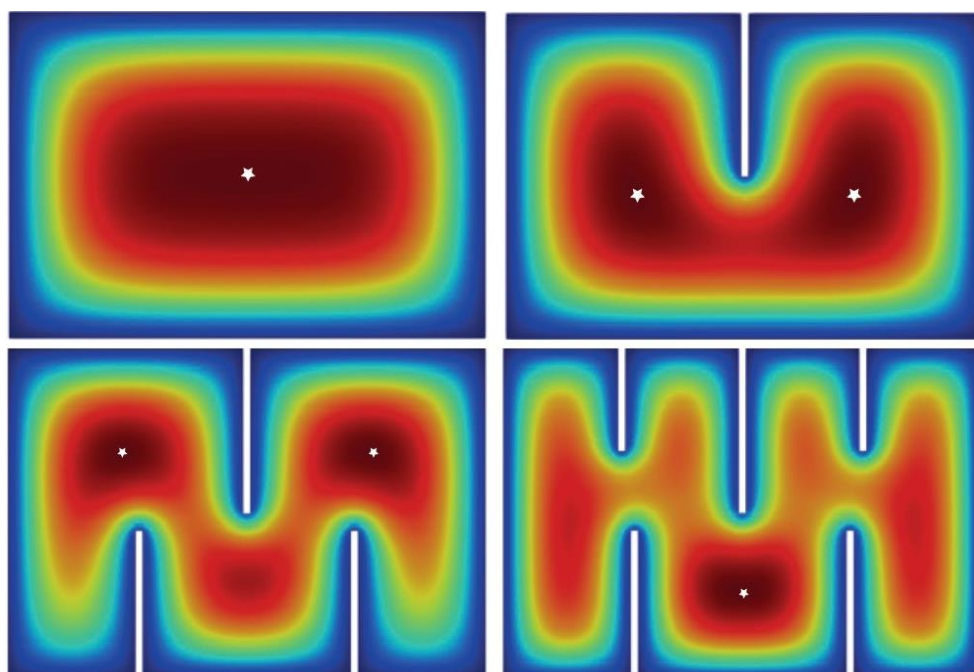
onde ψ \u00e9 a rela\u00e7\u00e3o entre a \u00e1rea do canal e a \u00e1rea ocupada pelas aletas, n o n\u00famero de aletas e $V_{m\acute{e}dia}$ a velocidade m\u00e9dia do escoamento.

Uma pressão imposta ao fluido refrigerante na entrada do domínio igual a 10 kPa resultou em uma temperatura máxima de 314,445 K, observada na região próxima a saída do domínio, no topo do trocador de calor. Esse valor passa a ser então comparado com as temperaturas máximas das geometrias que serão construídas.

5.1. Formas de crescimento das aletas

A seguir serão exemplificadas as duas formas de crescimento das aletas consideradas, utilizando para isso os resultados das construções com aletas de espessura (e) igual a t_1 (0,0104 mm) e espaçamento mínimo entre as aletas igual a $2e$.

Inicia-se o processo resolvendo numericamente as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia para o canal vazio e em seguida adiciona-se as aletas sequencialmente conforme o algoritmo descrito na seção 4. As aletas são adicionadas aos pares (exceto para o caso da primeira aleta que é adicionada no centro do domínio computacional), pois o domínio é simétrico, resultando em pontos de mesmo ϕ espelhados. A Figura 5.2 exemplifica o processo da forma de crescimento 1, que conecta as aletas tanto ao topo quanto a base do trocador de calor, ou a uma aleta já construída. Na Figura 5.2, são mostrados os campos de ϕ de cada solução numérica do problema e a estrela branca indica o ponto no qual a aleta deverá ser construída. Esse, definido pelo máximo valor da função de controle ϕ



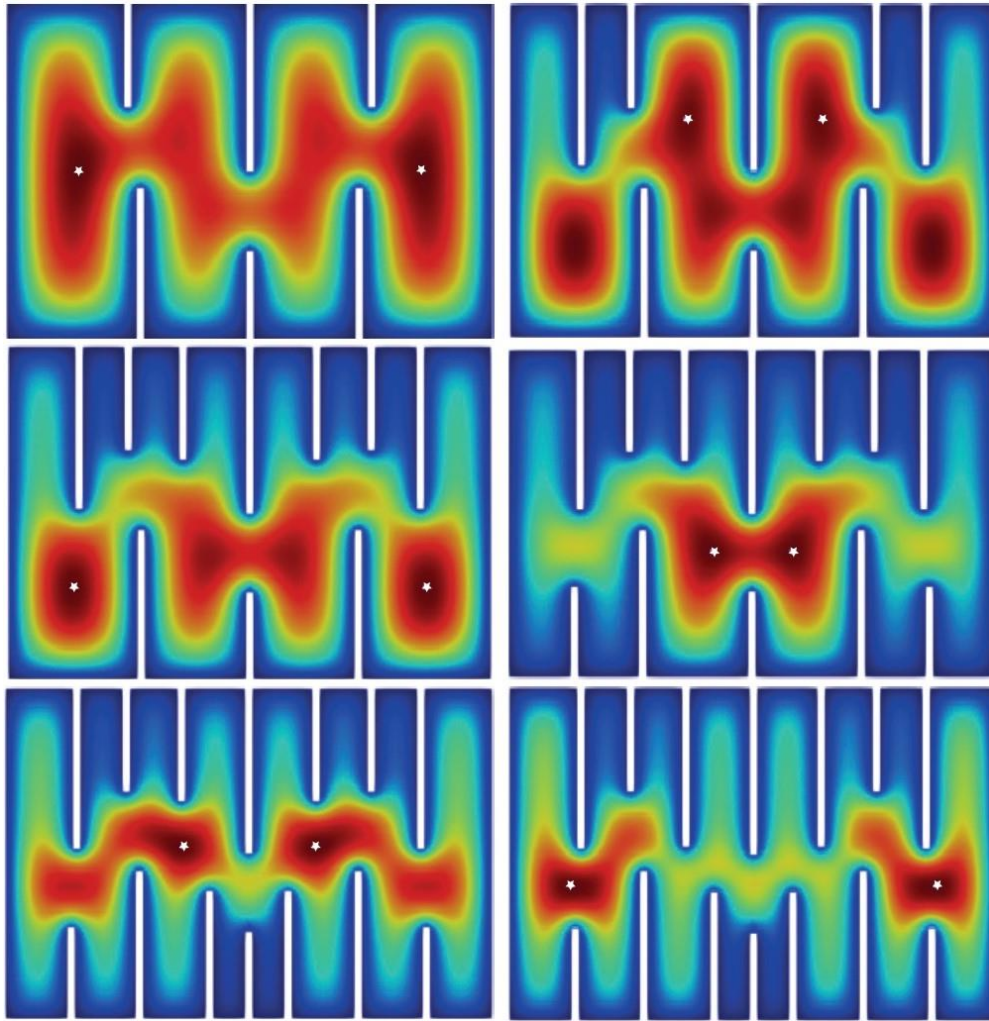


Figura 5.2 Campo da função de construção φ para a forma de crescimento 1.

Devido à pequena espessura das aletas, para este exemplo não houve diferença entre as construções quanto ao espaçamento lateral mínimo, pois todos os φ máximos indicaram o posicionamento da aleta em posições superiores a $3e$ em relação as paredes a sua volta.

A forma de crescimento 2 conecta as aletas sempre ao topo do trocador de calor, ou a uma aleta já construída, independentemente da localização de φ máximo, buscando aproveitar melhor a condução do calor diretamente da fonte. Esta forma de crescimento apresentou a tendência de gerar menos aletas e geometrias mais simples devido a breve saturação do campo de temperaturas com a inserção de apenas 5 aletas. Seu processo de construção é exemplificado na Fig. 5.3, também para aletas com espessura (e) igual a t_1 (0,0104 mm) e espaçamento mínimo igual a $2e$.

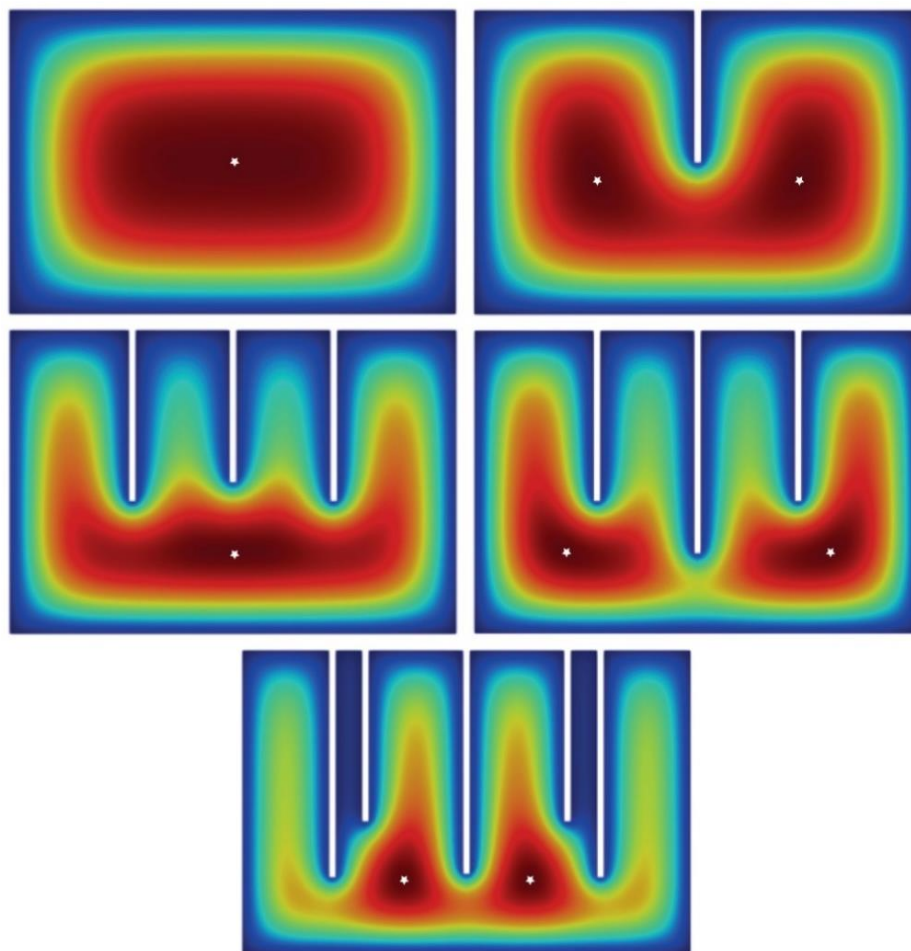


Figura 5.3 Campo da função de construção φ para a forma de crescimento 2.

A construção alcançou seu máximo desempenho na quarta etapa, com 5 aletas no total. Devido à pequena espessura das aletas, neste exemplo também não houve diferenciação entre as construções quanto ao espaçamento lateral das aletas, pois todos os φ máximos indicaram o posicionamento da aleta em posições superiores a $3e$, em relação as paredes a sua volta.

5.2. Geometrias resultantes após o final do processo de construção

A Figura 5.4 apresenta o comportamento das temperaturas máximas no domínio conforme a etapa de adição das aletas aos trocadores de calor para a forma de crescimento 1. É considerada como etapa de construção, qualquer adição de material efetuada após a determinação de φ máximo no domínio, mesmo que essa não se conecte a nenhuma das extremidades do canal (ocasião em que se conecta a uma aleta já construída). As cores no gráfico representam os respectivos espaçamentos mínimos considerados para a espessura em análise, totalizando cinco espessuras. Na maioria das

etapas, as linhas estão sobrepostas, pois os efeitos dos espaçamentos mínimos só surgem após um determinado número de etapas, não resultando em trocadores de calor diferentes. A linha horizontal na cor preta representa a temperatura do trocador de calor de referência.

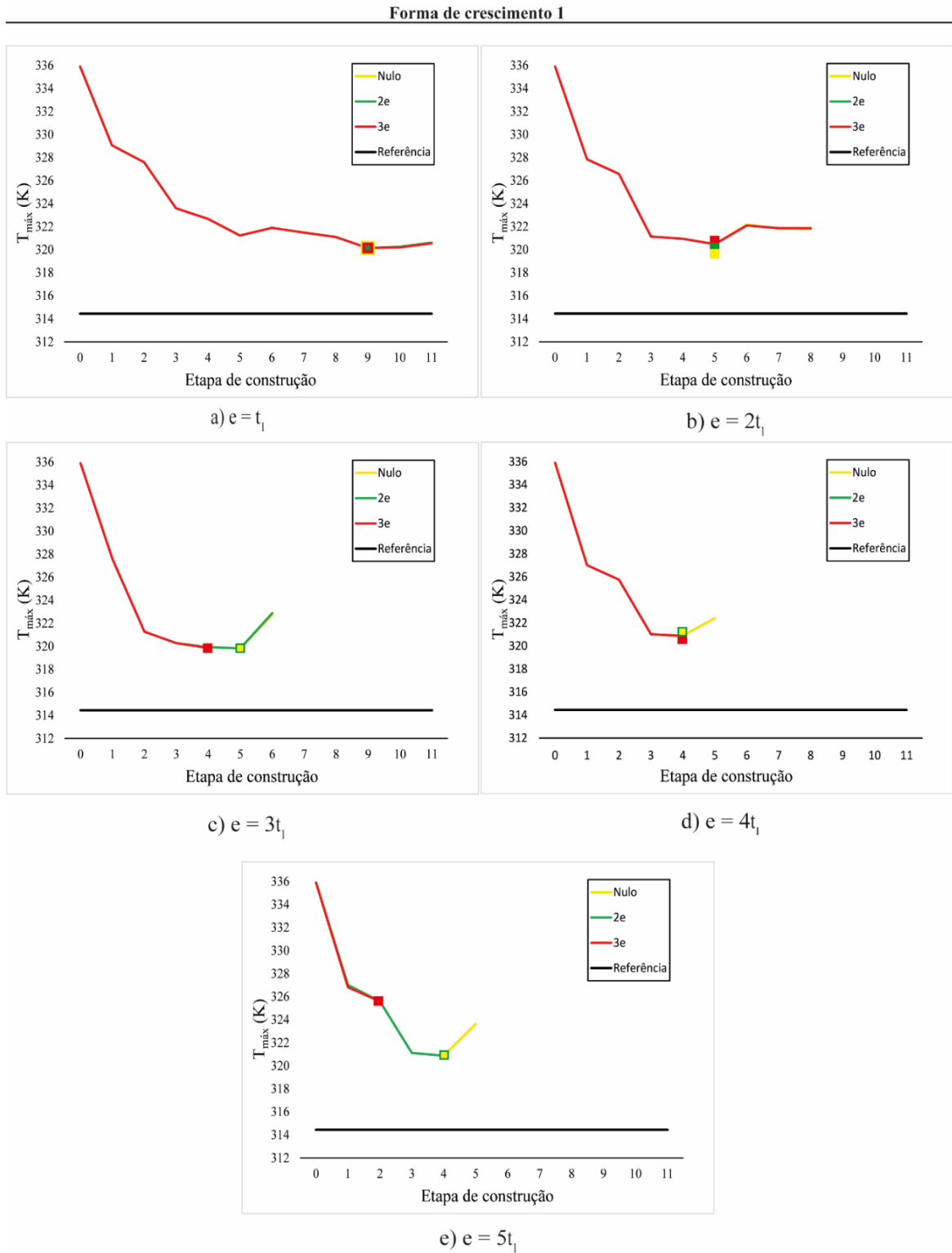
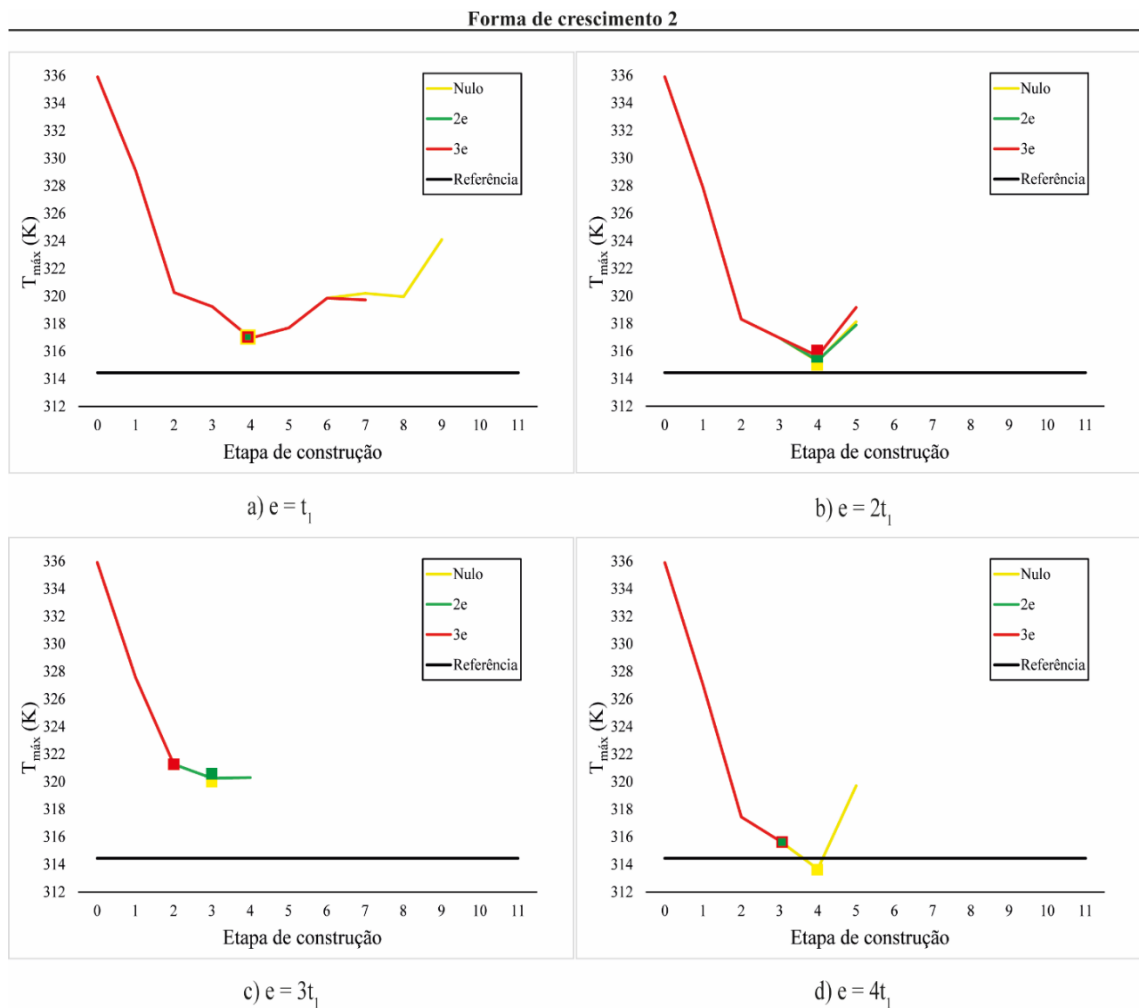


Figura 5.4 Comportamento das temperaturas máximas conforme adição de aletas no domínio, para a forma de crescimento 1.

A marcação em formato quadrado indica, através de sua cor e para o respectivo espaçamento mínimo considerado, a etapa em que não foi mais possível a adição de novas aletas, devido a restrição de espaço ou por se atingir a menor temperatura máxima. Quando a geometria resultante do processo é a mesma para um determinado espaçamento mínimo, as cores que os representam ficam sobrepostas.

Observou-se com as primeiras simulações que no momento em que a temperatura máxima para de diminuir, o acréscimo de mais aletas com a técnica de construção empregada (usando as superfícies inferior e superior para montagem de novas aletas) aumenta a resistência ao escoamento e diminui o coeficiente de transferência de calor por convecção, tornando não recomendada a adição de mais aletas. Por isso, a fim de evitar simulações em demasia, optou-se por interromper o processo de adição de aletas no passo anterior à observação do primeiro acréscimo na temperatura.

A Figura 5.5 ilustra o comportamento da temperatura máxima no domínio para cada etapa de construção para a forma de crescimento 2, similarmente ao que foi realizado na Fig. 5.4 para a forma de crescimento 1.



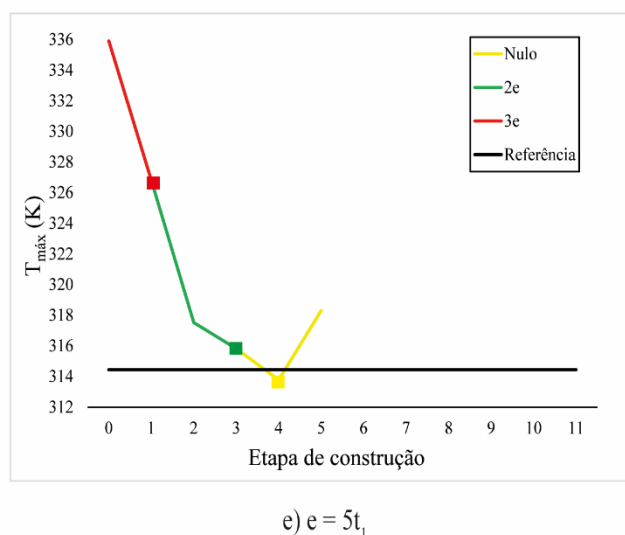


Figura 5.5 Comportamento das temperaturas máximas conforme adição de aletas no domínio, para a forma de crescimento 2.

Comparando as Figs. 5.4 e 5.5 é possível notar uma maior necessidade de etapas nos trocadores de calor originados na forma de crescimento 1, originando um maior número de aletas para um mesmo espaçamento mínimo, se comparado à forma de crescimento 2. Esse maior número de etapas e consequentemente aletas, provoca um maior número de restrições no canal, o que por sua vez é responsável por diminuir o desempenho térmico das construções desse tipo.

É possível perceber que apenas duas construções alcançaram temperaturas inferiores à temperatura do trocador de calor referência, ambas utilizando a forma de crescimento 2.

Através dos campos de velocidade representados pelas Figs. 5.6 e 5.12, para as formas de crescimento 1 e 2 respectivamente, é possível observar a sequência em que as aletas foram adicionadas, a qual é indicada pelo número sobre as mesmas. Devido às características da função de construção, a velocidade do escoamento apresentou uma importância maior que a temperatura na determinação da posição das aletas, desta forma, sempre o primeiro valor para φ máximo se localizou no centro do canal, com as aletas seguintes sendo distribuídas em localidades próximas às regiões de velocidade máxima, originando a característica de construções com aletas em posições sempre o mais distante possível de outras paredes, de forma a maximizar as velocidades no canal.

As Figs. 5.6 e 5.7, representam os campos de velocidade e temperatura, respectivamente, para as construções em que se observam as mínimas temperaturas máximas da forma de crescimento 1.

Para identificação das construções, os trocadores de calor foram enumerados de acordo com uma sequência numérica na qual o primeiro trocador de calor foi denominado trocador1 e assim

sucessivamente. Para as espessuras em que se observou uma mesma construção para espaçamentos diferentes apenas um trocador de calor foi considerado.

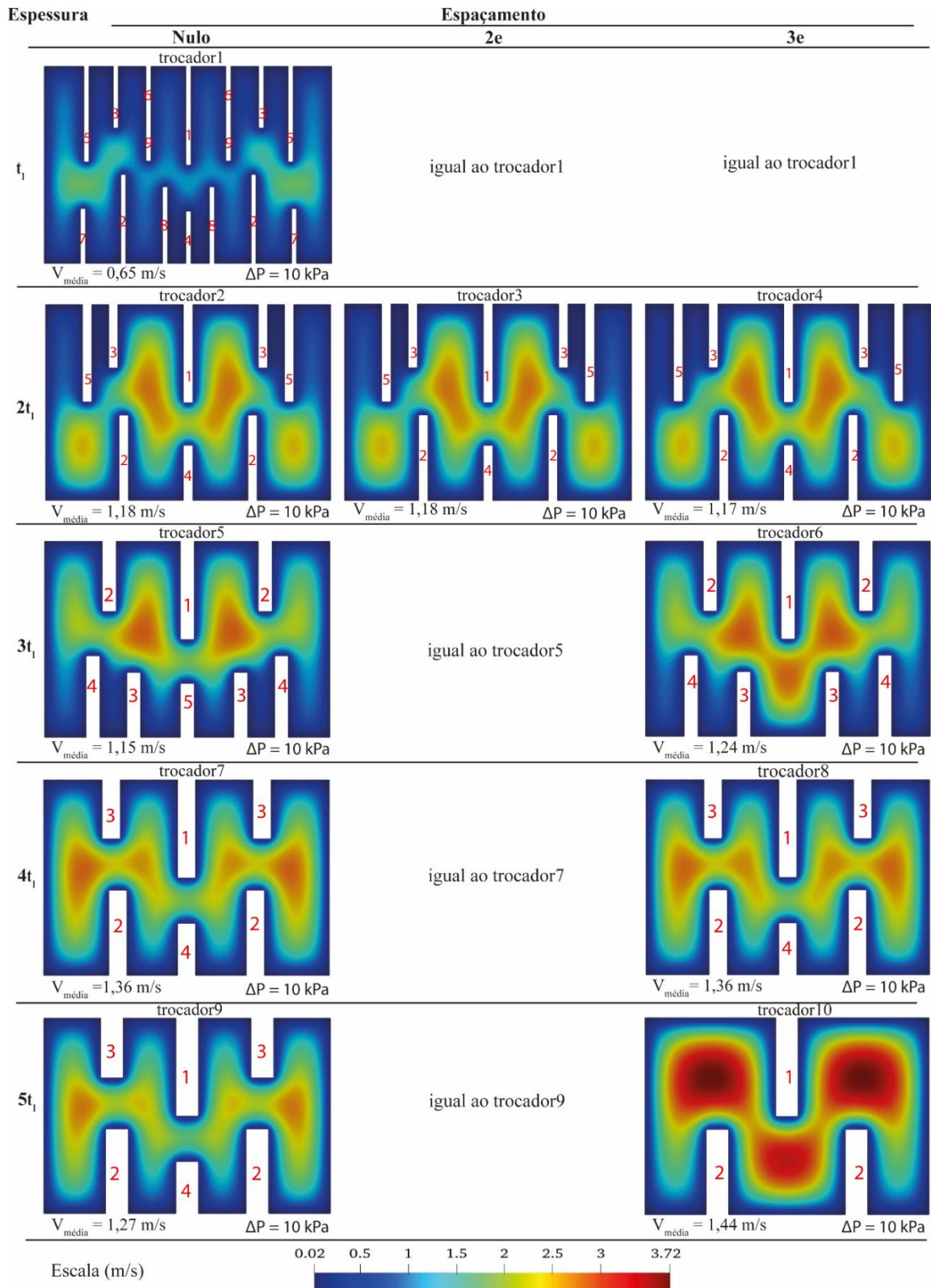


Figura 5.6 Campo de velocidade das construções resultantes da forma de crescimento 1.

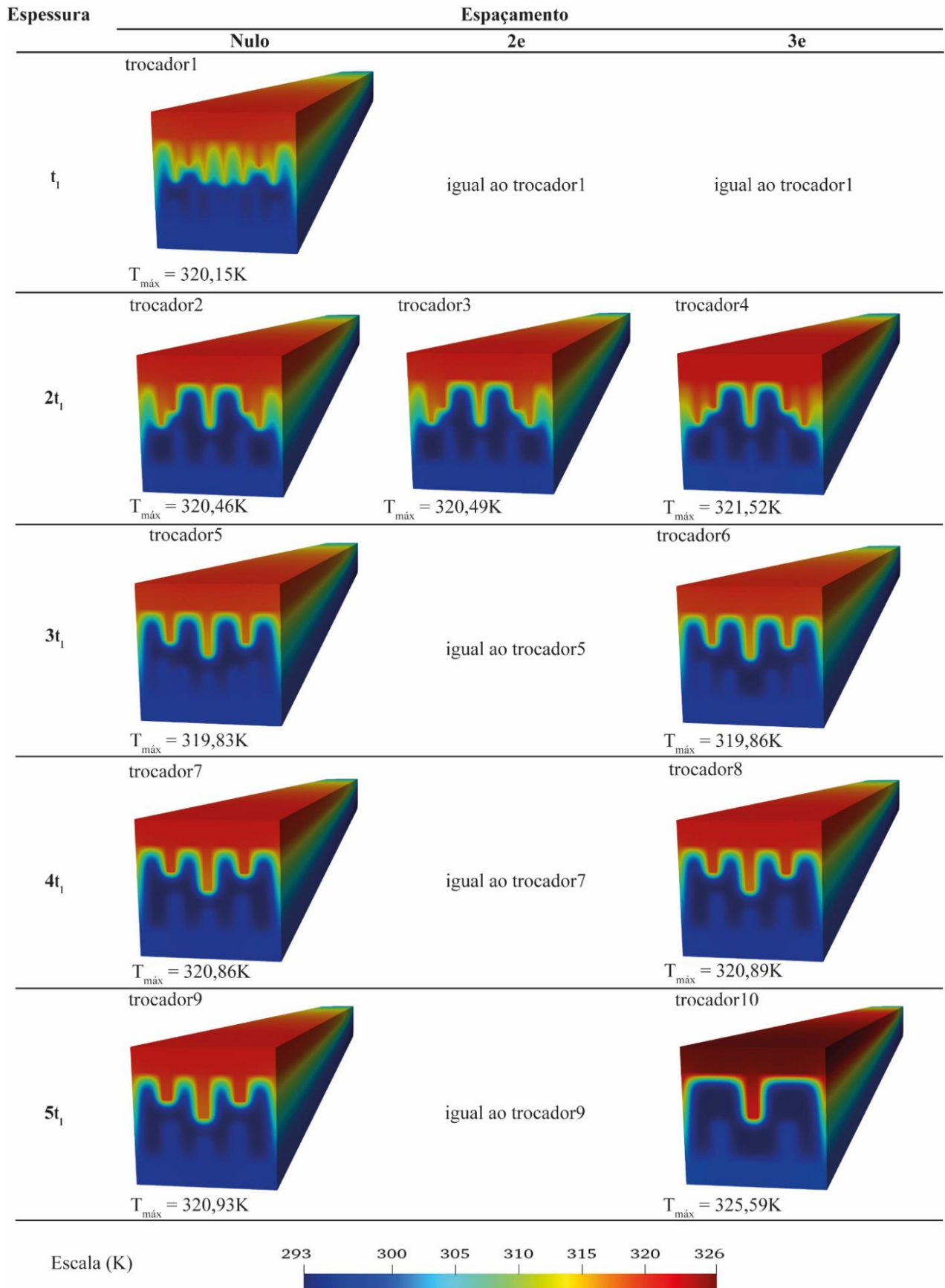


Figura 5.7 Campo de temperatura das construções resultantes da forma de crescimento 1.

Por consequência, para a forma de crescimento 1 se originaram 10 geometrias diferentes, com os resultados resumidos na Tab. 5.2.

Tabela 5.2 Valores das variáveis de interesse dos trocadores de calor das construções com a forma de crescimento 1.

Espessura	Modelo	Espaçamento mínimo	$T_{m\acute{a}x}$ (K)	$V_{m\acute{e}dia}$ (m/s)	ψ	n
t_1	trocador1	Nulo	320,15	0,65	0,085	14
	-	2e	-	-	-	-
	-	3e	-	-	-	-
$2t_1$	trocador2	Nulo	320,46	1,18	0,1	8
	trocador3	2e	320,49	1,18	0,1	8
	trocador4	3e	321,52	1,17	0,1	8
$3t_1$	trocador5	Nulo	<u>319,83</u>	1,15	0,137	8
	-	2e	-	-	-	-
	trocador6	3e	319,86	1,24	0,124	7
$4t_1$	trocador7	Nulo	320,86	1,36	0,137	6
	-	2e	-	-	-	-
	trocador8	3e	320,89	1,36	0,137	6
$5t_1$	trocador9	Nulo	320,93	1,27	0,171	6
	-	2e	-	-	-	-
	trocador10	3e	325,59	1,44	0,104	3

As velocidades médias e máximas do escoamento não demonstraram ter influência no desempenho térmico do dispositivo para as construções da forma de crescimento 1. É possível perceber que velocidades médias inferiores acabam sendo responsáveis por desempenhos térmicos superiores, como é o caso de trocador1, que apresentou aproximadamente a metade do valor das velocidades médias dos demais trocadores de calor, mas manteve um desempenho térmico

semelhante aos demais. Dessa forma as temperaturas máximas observadas não variaram muito, com uma diferença de 1,69 K entre as construções finais obtidas, com exceção do trocador10 que apresentou um desempenho inferior aos demais, provavelmente por apresentar apenas uma aleta na parte superior.

Ao se observar os campos de temperatura pode-se chegar à conclusão de que as aletas inferiores pouco contribuem para o processo de troca térmica com o escoamento, para as condições investigadas, servindo muito mais como um obstáculo. Isso pode ter relação com o fato de as temperaturas terem sido pouco influenciadas pelas velocidades; a disposição das aletas superiores e a forma como elas se relacionam com o fluido ao seu redor acabam tendo um peso maior que as outras variáveis. É preciso uma união de fatores que incluem as velocidades próximas das aletas superiores, a distribuição horizontal das aletas e o material sólido em contato com o fluido (comprimento das aletas). Nota-se que a velocidade média teve um peso menor enquanto que a localização em que as velocidades máximas ocorreram tiveram um peso maior, ou seja, deve-se buscar construções que não impeçam o escoamento de se desenvolver no entorno das aletas que possuem conexão com a fonte geradora de calor.

A variável ψ acaba não sendo muito precisa em determinar uma relação entre a área ocupada pelas aletas com o desempenho térmico, pois leva em consideração também as aletas inferiores.

De forma individual os trocadores de calor de espessura $3t_1$ obtiveram os melhores resultados para esta forma de crescimento, muito provavelmente pelo fato de sua região de maior velocidade ser em torno de uma aleta de maior comprimento, o que combinado com uma espessura intermediária de suas aletas, culminou em uma maior taxa de transferência de calor. A Fig 5.8 mostra o trocador5 como exemplo das construções provenientes dessa espessura.

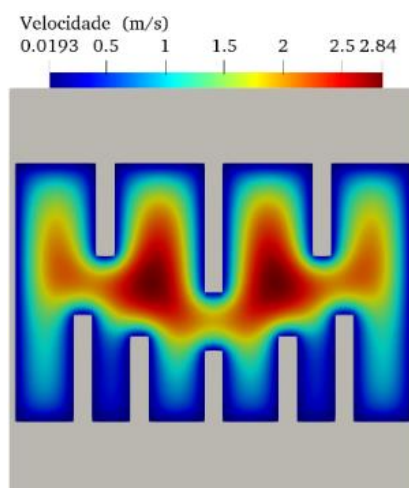


Figura 5.8 Campo de velocidade: trocador5.

O trocador1, representado pela Fig 5.9, que apresenta o segundo melhor resultado também possui sua região de máximas velocidades em torno de aletas com maior comprimento.

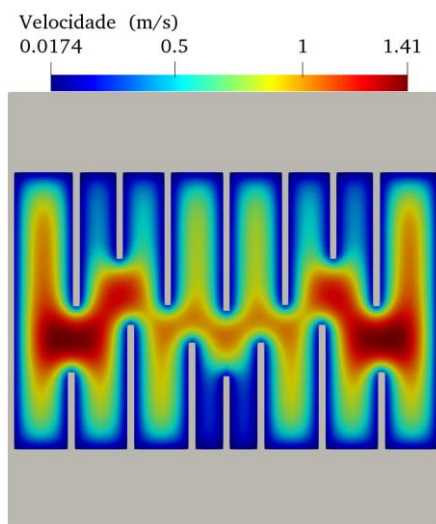


Figura 5.9 Campo de velocidade: trocador1.

Enquanto que os piores resultados são o trocador10 e trocador4, respectivamente, representados pela Fig 5.10. No trocador4 é possível perceber que o escoamento entre as aletas superiores mais próximas a parede é praticamente nulo. O trocador10 apresenta um escoamento bem desenvolvido, mas nesse caso a falta de material em contato com o topo do trocador de calor atrapalha seu desempenho.

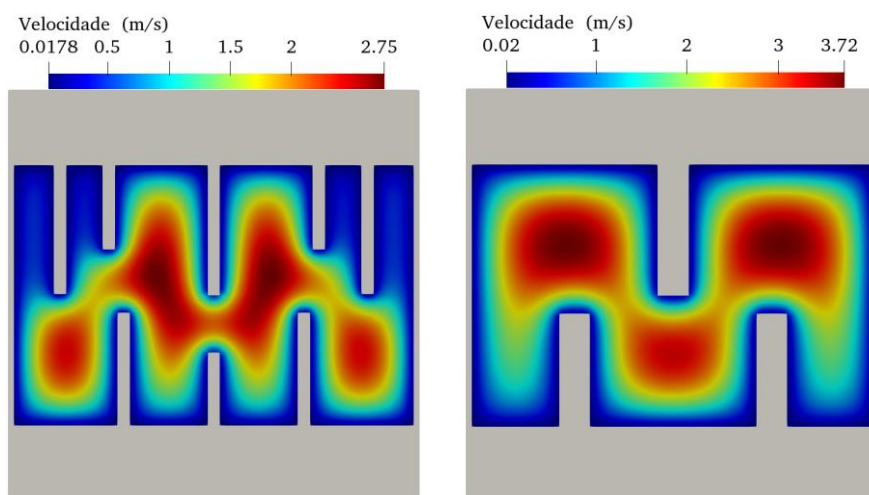


Figura 5.10 Campo de velocidade: trocador4 e trocador10 respectivamente.

O fato de o trocador2, Fig 5.11, possuir as aletas de número 5 um pouco mais afastadas das paredes contribuiu para sua temperatura máxima diminuir em aproximadamente 1 K, devido a uma maior circulação de fluido nessa região, se comparado ao trocador 4 de construção semelhante.

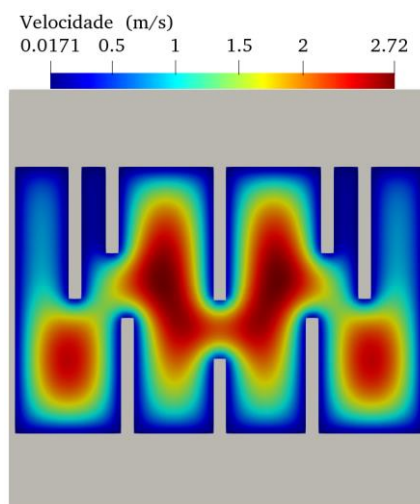


Figura 5.11 Campo de velocidade: trocador2.

Como forma de solucionar o problema presente na forma de crescimento 1, a forma de crescimento 2 busca o crescimento das aletas direto da fonte de calor, evitando o aparecimento de ‘obstáculos’ desnecessários, visto que a adição de aletas na superfície inferior apenas adiciona resistência ao escoamento, diminuindo a eficiência do dispositivo.

Para a forma de crescimento 2 têm-se as formas finais apresentadas nas Figs. 5.12 e 5.13, as quais apontam os campos de velocidade e temperatura, respectivamente, para todas as formas obtidas neste tipo de construção.

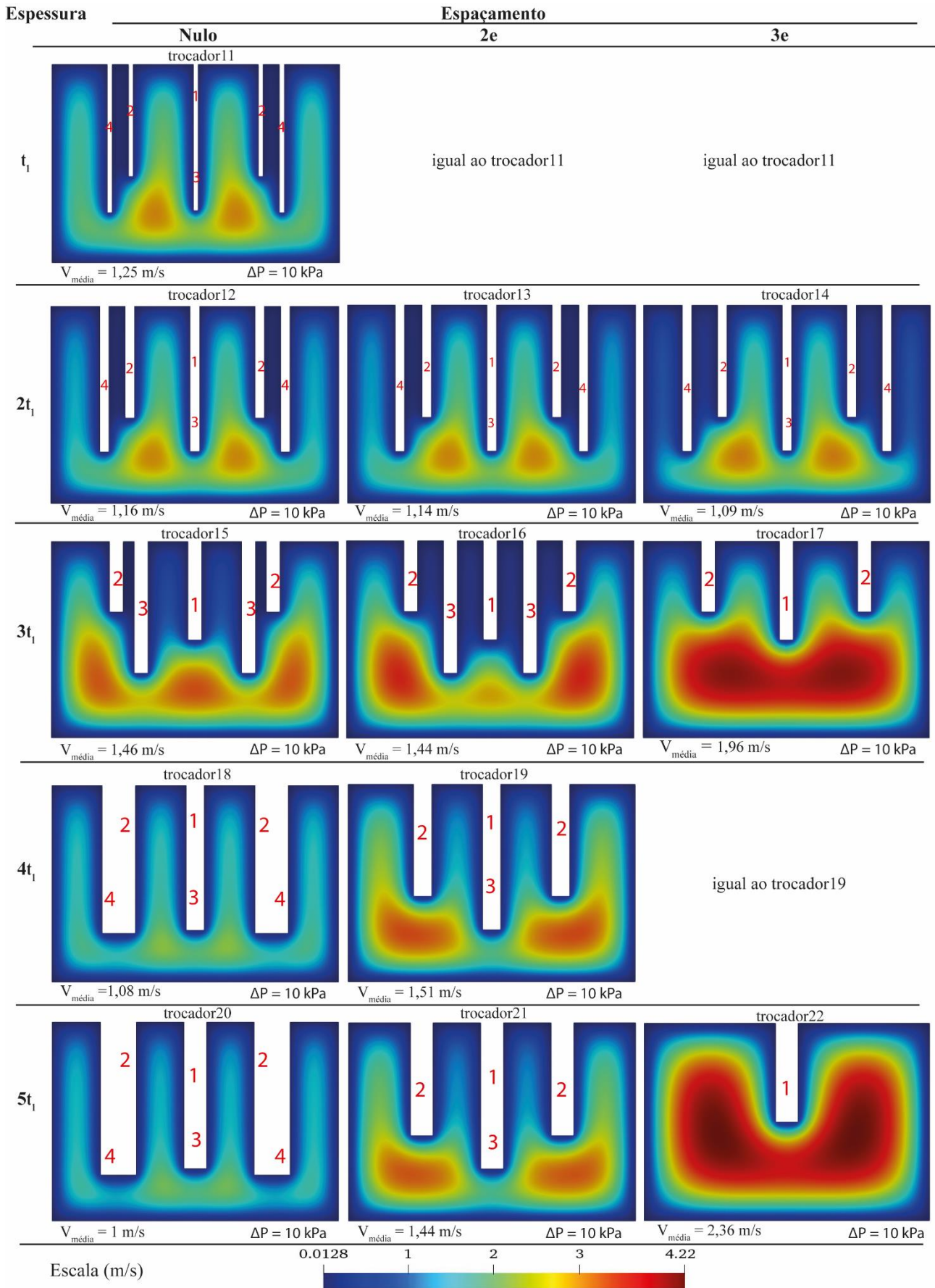


Figura 5.12 Campo de velocidade das construções resultantes da forma de crescimento.

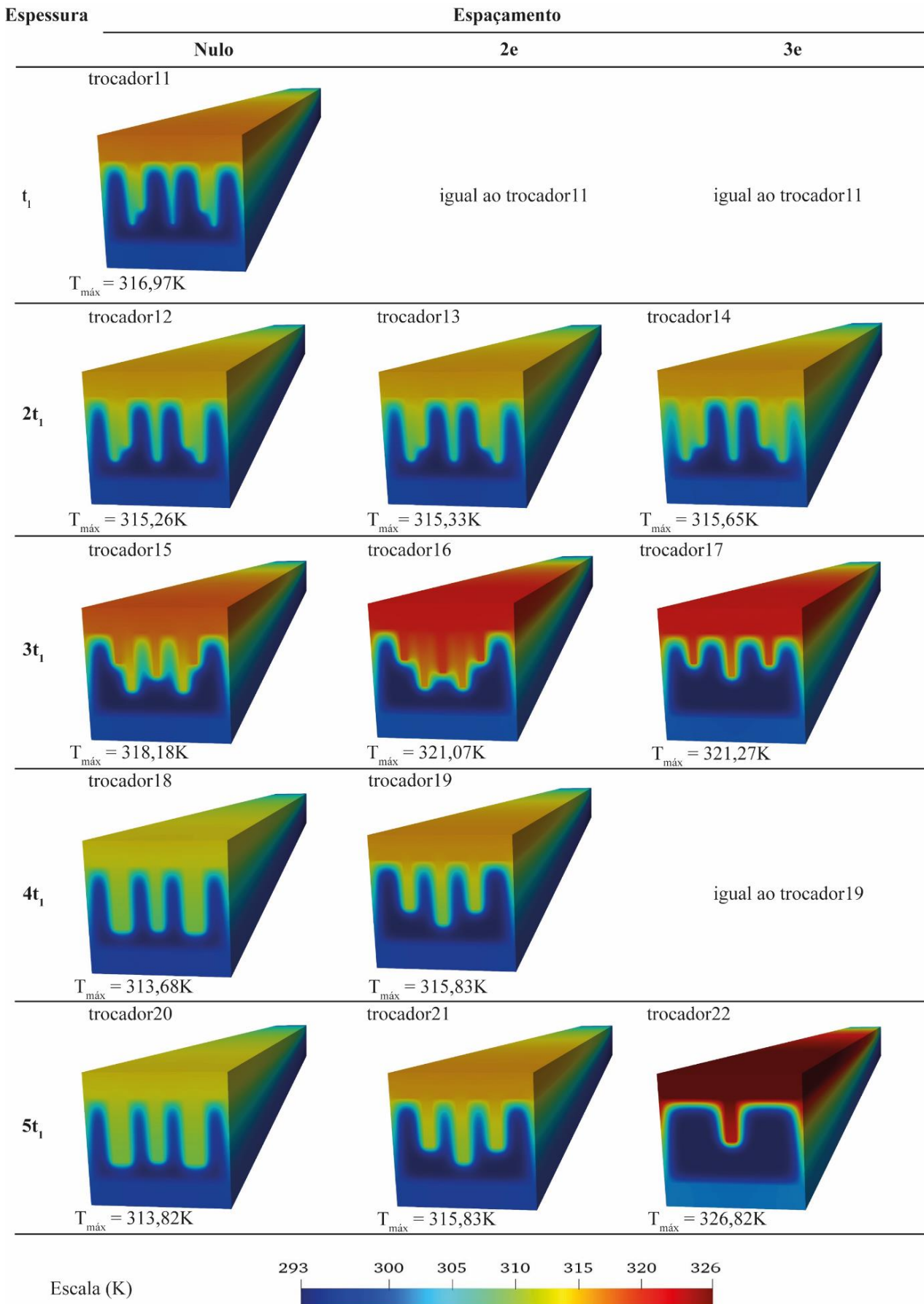


Figura 5.13 Campo de temperatura das construções resultantes da forma de crescimento 2.

Para a forma de crescimento 2 se originaram 12 geometrias diferentes, com resultados resumidos na Tab. 5.3.

Tabela 5.3 Valores das variáveis de interesse dos trocadores de calor das construções com a forma de crescimento 2.

Espessura	Modelo	Espaçamento mínimo	$T_{m\acute{a}x}(K)$	$V_{m\acute{e}dia}$ (m/s)	ψ	n
t_1	Trocador11	Nulo	316,97	1,25	0,051	5
	-	2e	-	-	-	-
	-	3e	-	-	-	-
$2t_1$	Trocador12	Nulo	315,26	1,16	0,102	5
	Trocador13	2e	315,33	1,14	0,102	5
	Trocador14	3e	315,65	1,09	0,102	5
$3t_1$	Trocador15	Nulo	318,18	1,46	0,117	5
	Trocador16	2e	321,07	1,44	0,117	5
	Trocador17	3e	321,27	1,96	0,056	3
$4t_1$	Trocador18	Nulo	313,68	1,08	0,217	3
	Trocador19	2e	315,83	1,51	0,114	3
	-	3e	-	-	-	-
$5t_1$	Trocador20	Nulo	313,82	1	0,246	3
	Trocador21	2e	315,83	1,44	0,143	3
	Trocador22	3e	326,82	2,36	0,038	1

Conforme pode ser observado na Tab. 5.3, já é possível perceber uma melhora em relação aos resultados encontrados na forma de crescimento 1. Isto é devido ao efeito da condução direta da fonte, assim como aletas mais compridas, pois ϕ máximo se localiza muitas vezes em pontos distantes do topo do canal. Como resultado do menor número de aletas a velocidade média do escoamento aumenta.

Semelhante às construções da forma de crescimento 1, as aletas da forma de crescimento 2 são colocadas primeiramente na parte central e, com exceção dos trocadores de calor de espessura $3t_1$, a sequência de adição das aletas é semelhante. Provavelmente por esse fator, os trocadores de calor de espessura $3t_1$ apresentaram o pior desempenho térmico, mesmo com uma boa área de ocupação das aletas e velocidade média elevada. Isto mostra que a forma como as aletas são distribuídas influencia no desempenho térmico do dispositivo, pois interfere no comportamento do campo de velocidades ao redor das aletas. O baixo desempenho do trocador15 (Fig. 14) e dos outros da espessura $3t_1$, apesar de suas maiores velocidades médias pode estar relacionado ao local onde essas velocidades altas se desenvolvem, em regiões com pouca área de troca térmica, enquanto que boa parte da aleta central e as duas aletas laterais experimentam pouca movimentação do fluido ao seu redor.

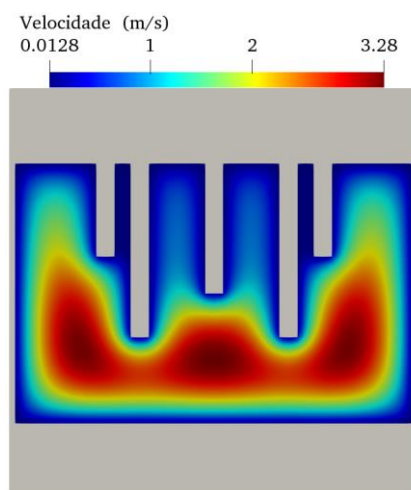


Figura 5.14 Campo de velocidade: trocador15.

Os trocadores 18 e 20, representados na Fig 5.15, apresentam os melhores resultados e são os únicos a conseguirem um desempenho térmico superior ao trocador de calor de referência, devido a sua alta taxa de adição de material. Essa adição de material ocorre de forma concentrada graças à união de duas aletas adjacentes (com o último par de aletas se unindo ao penúltimo par), formando uma estrutura ainda não observada nas outras construções. Neste caso a união foi feita considerando a altura do último par de aletas (etapa 4) e a largura proveniente da soma das duas aletas na direção y . Estas construções permitiram o desenvolvimento de velocidades ainda capazes de permitir uma boa troca térmica com as aletas, mostrando que grandes quantidades de material são capazes de compensar um escoamento com velocidades baixas, desde que essas estejam concentradas de forma

a não restringir demasiadamente o escoamento. É possível notar também que as velocidades se desenvolvem ao longo de todo o comprimento das aletas.

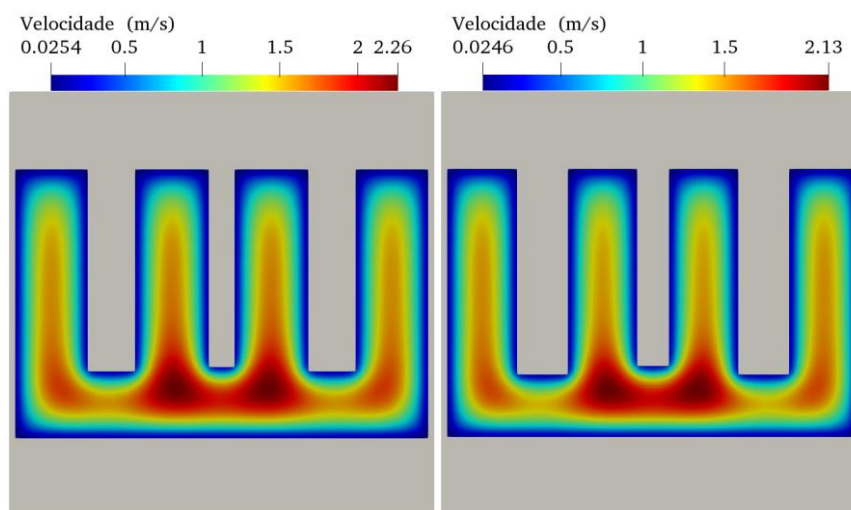


Figura 5.15 Campo de velocidade dos trocadores com melhor desempenho: 18 e 20 respectivamente.

Os trocadores 11 e 22 possuem um ψ pequeno e não alcançam um valor de área de troca térmica suficientemente grande para compensar os ganhos na velocidade média.

Pelas distribuições dos campos de velocidade fica evidente que é recomendado sempre buscar uma distribuição de aletas que permita um escoamento com boas velocidades ao redor de aletas de preferência o mais compridas possível.

Para a forma de crescimento 2 se observa uma maior variação das temperaturas máximas em relação às espessuras e valores mais dominantes do espaçamento mínimo nulo, mostrando que a não restrição do posicionamento das aletas leva a resultados mais satisfatórios.

As Figs. 5.17 e 5.18 mostram o comportamento da temperatura ao longo da linha indicada na Fig. 5.16, no topo dos respectivos trocadores de calor, para a forma de crescimento 1 e forma de crescimento 2, com a linha na cor preta representando o trocador de referência.

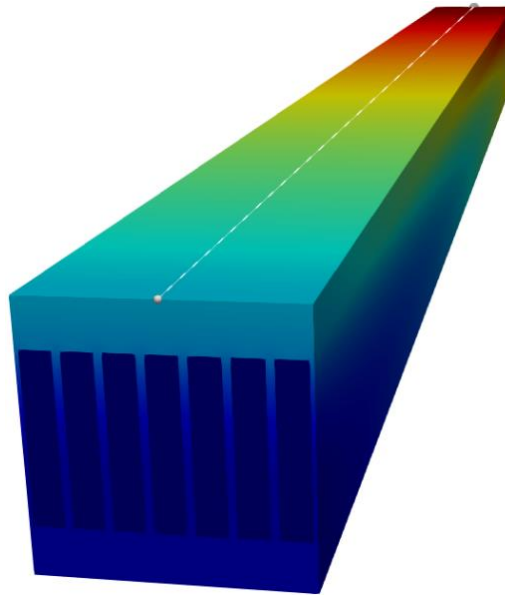
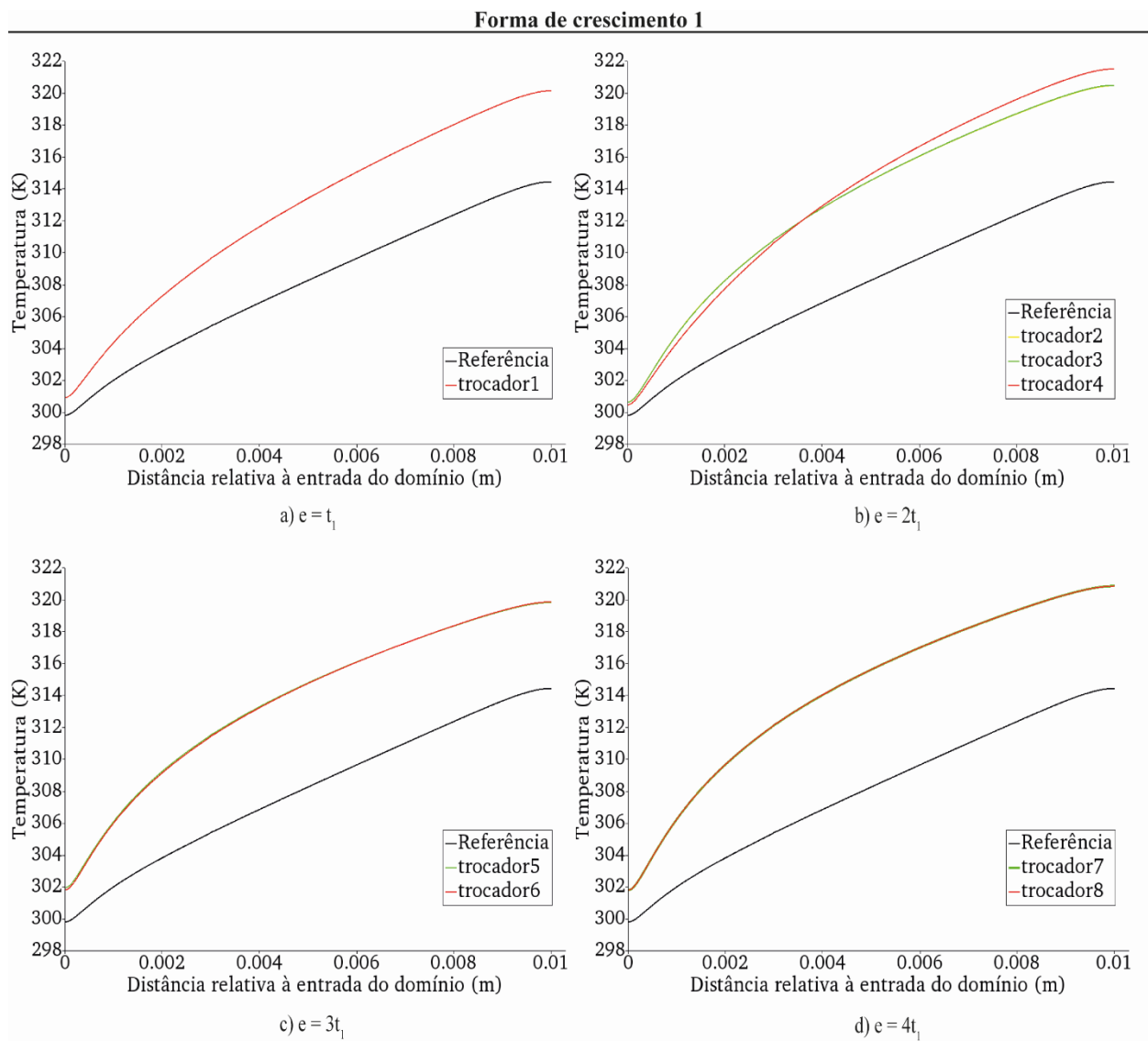


Figura 5.16 Linha de referência para a medição das temperaturas.



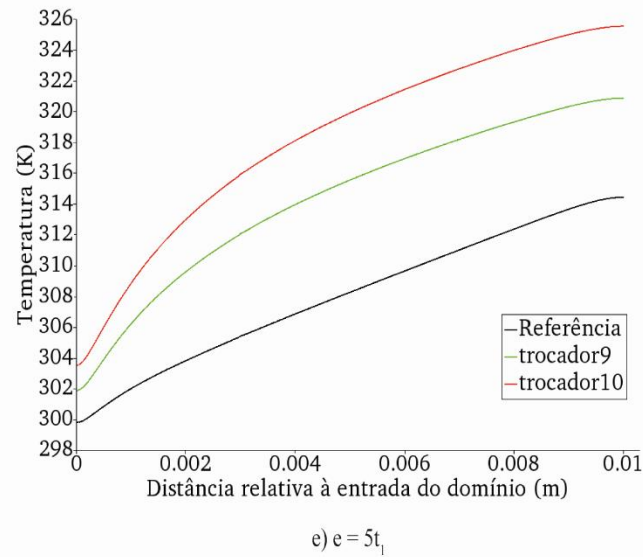
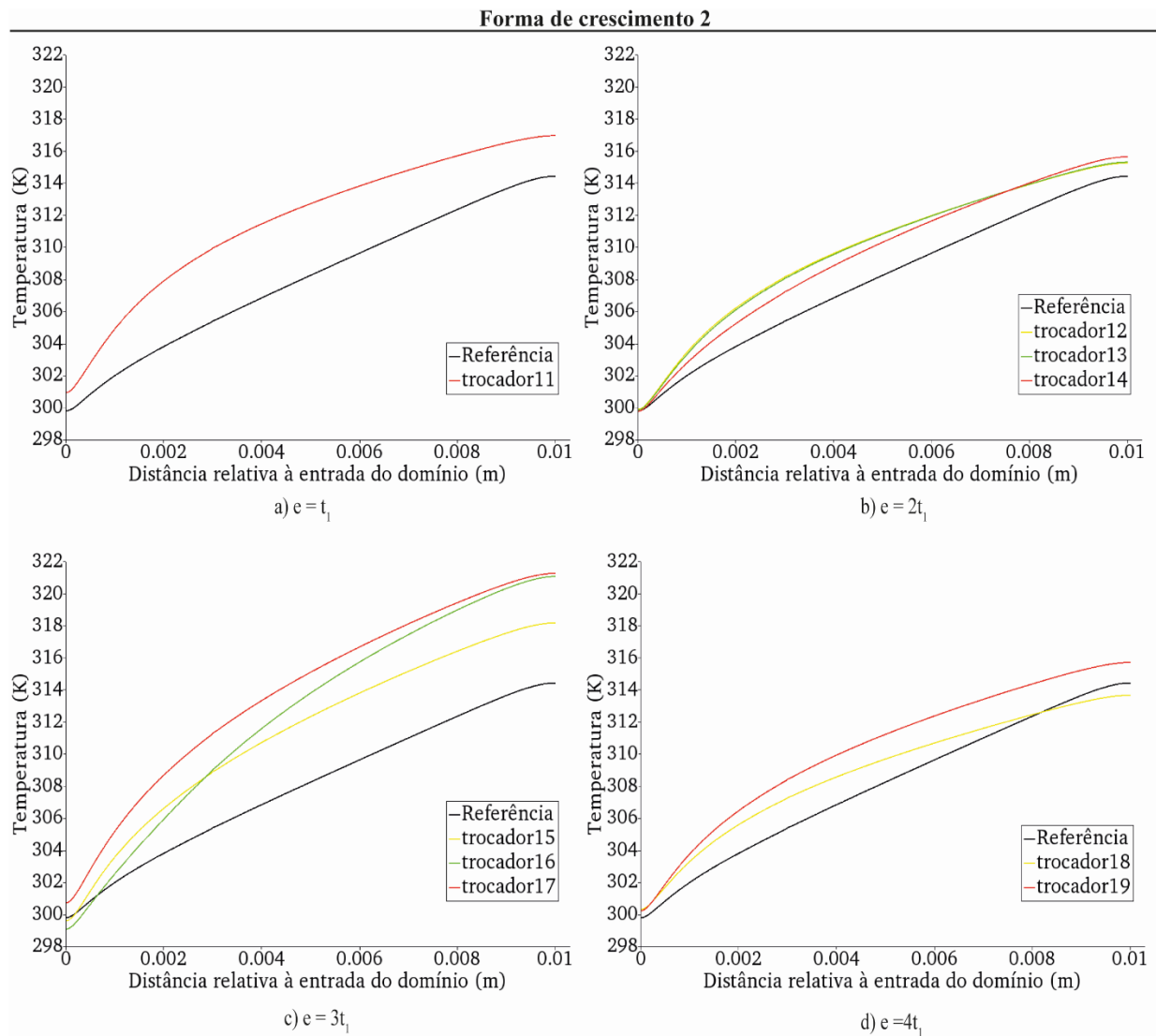


Figura 5.17 Comportamento das temperaturas ao longo do topo dos trocadores de calor (forma de crescimento 1).



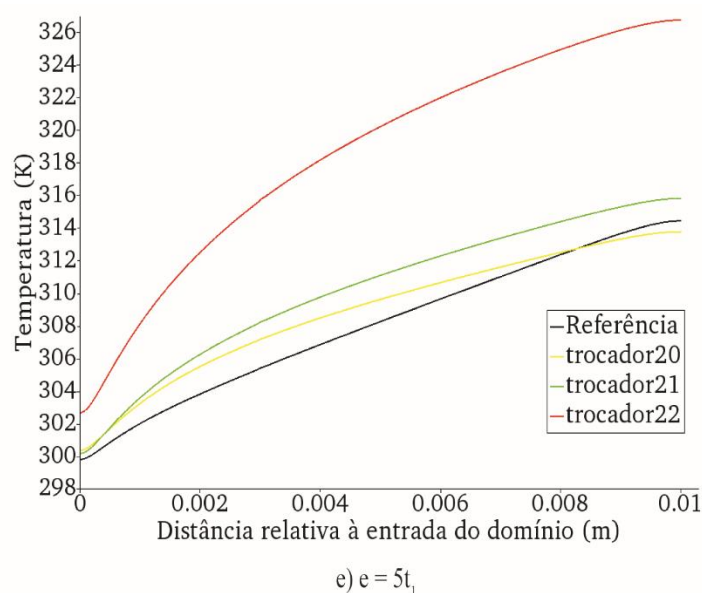


Figura 5.18 Comportamento das temperaturas ao longo do topo dos trocadores de calor (forma de crescimento2).

Dos gráficos mostrados nas Figs. 5.17 e 5.18 é possível observar em todas as construções que ocorre um aumento maior da temperatura logo no início do domínio se comparado ao trocador de referência, aumento esse que tende a ser amortecido conforme o fluido percorre o canal (a partir de aproximadamente 3 mm), formando uma curva aproximadamente logarítmica, em contraste ao observado no trocador de calor de referência, onde a curva possui um comportamento praticamente linear.

Mesmo os dispositivos que alcançaram uma temperatura máxima inferior ao trocador de referência possuem momentos em que sua temperatura é superior, conseguindo alcançar a temperatura inferior graças a desaceleração no aumento da temperatura conforme o escoamento avança.

Esta diferença no comportamento das curvas pode se dar pelo fato de os trocadores de calor construídos pelo método deste trabalho apresentarem a primeira aleta no centro do dispositivo, enquanto no trocador referência a região é ocupada por um dos canais.

Provavelmente devido ao crescimento tanto para baixo quanto para cima das aletas dos trocadores da forma de crescimento 1, estes apresentaram resultados inferiores aos da forma de crescimento 2. Ambos com dificuldade de alcançar valores equivalentes ao trocador de calor tomado como referência. O uso da aleta inferior sem uma devida conexão com a fonte de calor é responsável somente pelo aumento da perda de carga do escoamento, sem possibilitar grandes trocas térmicas,

tendo apenas o fluido ao seu redor para isso, enquanto as paredes laterais, que possuem essa conexão, não conseguem conduzir grandes quantidades de energia para a região inferior.

É possível relacionar as velocidades médias dos escoamentos com o desempenho térmico apenas em construções semelhantes do ponto de vista construtivo (aletas com mesmo comprimento, mas com espaçamentos diferentes). Nos dois métodos apresentados, os comprimentos das aletas são fatores variáveis que interferem bastante no desempenho térmico, visto que o aumento na área de troca térmica compensa as perdas nas velocidades médias do escoamento. Em virtude de que em todos os trocadores comerciais as aletas são da mesma altura do canal, e unem o sólido superior com o inferior, no estudo que se segue, as aletas foram prolongadas até atingirem a parede inferior do trocador. Busca-se uma melhor comparação entre as geometrias propostas e as tradicionalmente encontradas na literatura.

5.3. Geometrias resultantes após o prolongamento das aletas

Esta seção busca a padronização do comprimento das aletas para uma comparação mais justa entre as diferentes construções, de forma que todas atinjam sua máxima área de troca térmica, mantendo suas posições iniciais. Além disso, é possível perceber uma tendência de união entre as aletas com a extremidade oposta na medida em que o espaço entre elas vai diminuindo, ou seja, ϕ máximo a partir de uma determinada etapa de construção tende a localizar-se sempre abaixo de uma aleta construída. Ao longo do processo, haveria uma tendência de união com a extremidade oposta.

5.3.1. Prolongamento das aletas (forma de crescimento 1)

Para a forma de crescimento 1 optou-se por prolongar apenas as aletas dos trocadores de calor que utilizaram espaçamento mínimo nulo. Isto porque ao fazer o prolongamento das aletas de trocadores de calor com espaçamento mínimo igual a 2e ou 3e as aletas superiores e inferiores se encontrariam a distâncias laterais inferiores aos valores mínimos propostos após o prolongamento.

Resultam nesta etapa os trocadores 1-A, 2-A, 3-A, 4-A e 5-A, respectivamente como resultado do prolongamento das aletas dos trocadores 1, 2, 5, 7 e 9, provenientes dos respectivos resultados das espessuras t_1 , $2t_1$, $3t_1$, $4t_1$ e $5t_1$, para um espaçamento mínimo nulo. Os campos de velocidade e temperatura obtidos para estas construções são mostrados nas Figs. 5.19 e 5.20, respectivamente.

Espaçamento mínimo nulo

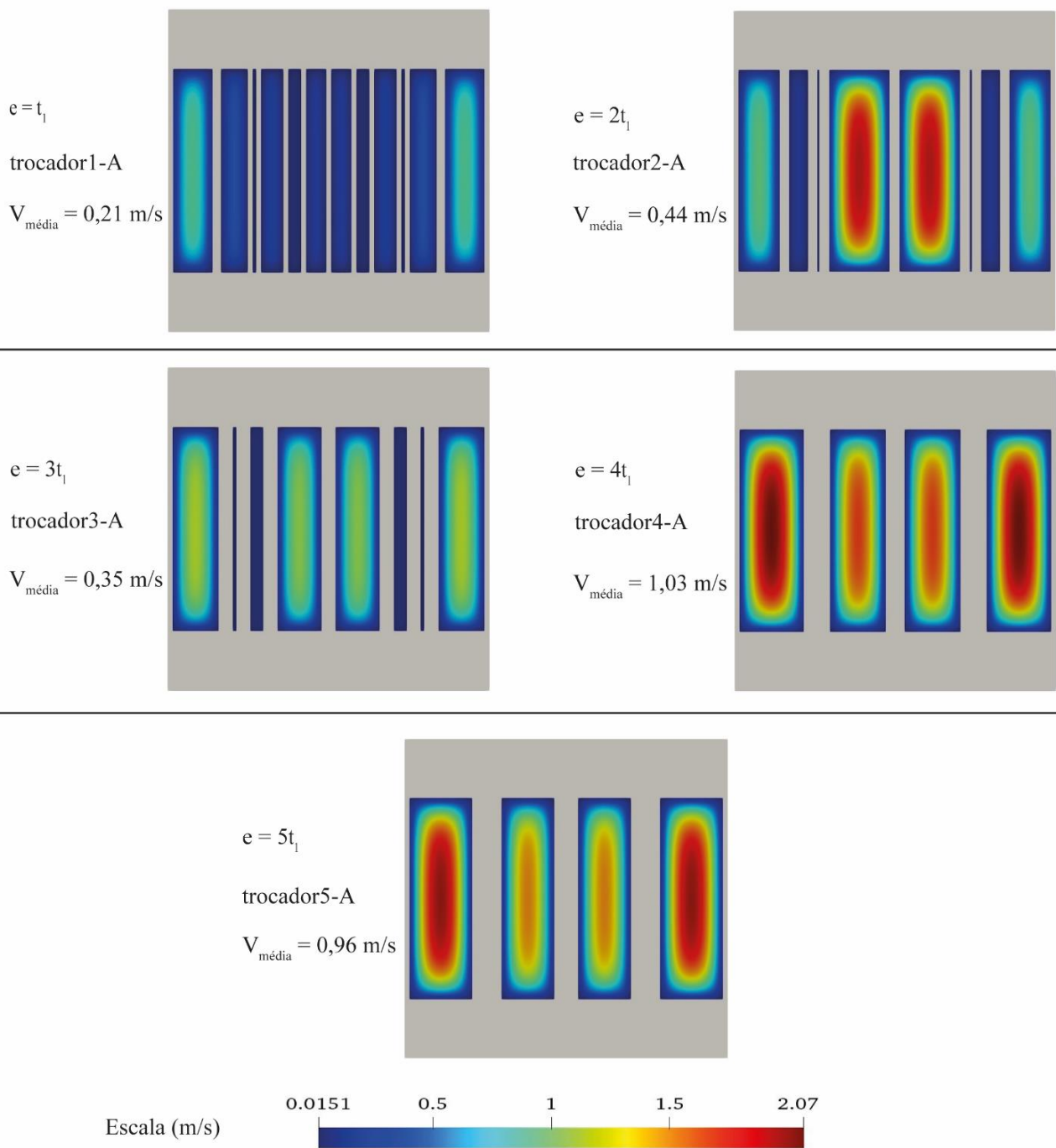


Figura 5.19 Campo de velocidade das construções resultantes da forma de crescimento 1, após o prolongamento das aletas.

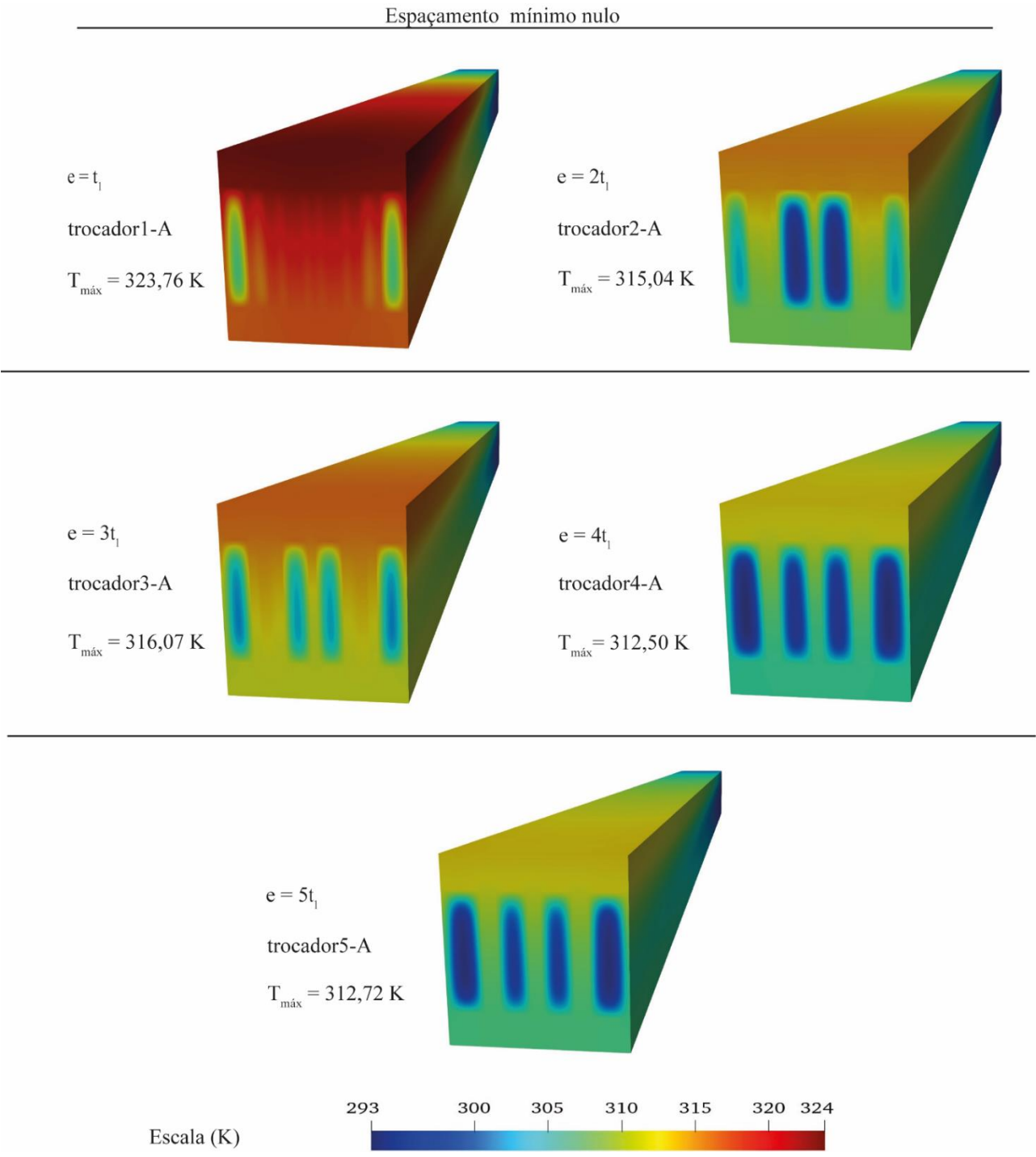


Figura 5.20 Campo de temperatura das construções resultantes da forma de crescimento 1, após o prolongamento das aletas.

As cinco geometrias diferentes têm seus resultados resumidos na Tab. 5.4.

Tabela 5.4 Valores das variáveis de interesse dos trocadores de calor das construções com a forma de crescimento 1, após o prolongamento das aletas.

Espessura	Modelo	Espaçamento mínimo	$T_{m\acute{a}x}$ (K)	$V_{m\acute{e}dia}$ (m/s)	ψ	n
t_1	Trocador1-A	Nulo	323,76	0,21	0,161	11
$2t_1$	Trocador2-A	Nulo	315,04	0,44	0,214	7
$3t_1$	Trocador3-A	Nulo	316,07	0,35	0,322	7
$4t_1$	Trocador4-A	Nulo	312,50	1,03	0,231	3
$5t_1$	Trocador5-A	Nulo	312,72	0,96	0,265	3

O Trocador 1-A foi o único a apresentar uma piora nos resultados se comparado ao seu trocador de calor de origem (trocador1), possuindo aproximadamente 1/3 da velocidade média deste, onde o número excessivo de aletas causou uma grande perda de carga, além da grande proximidade entre as aletas 2 e 3.

Os Trocadores 4-A e 5-A, apresentam uma significativa redução nas temperaturas máximas, devido à concentração de material e quantidade reduzida de aletas, que possibilitaram a manutenção de velocidades em níveis razoáveis nos 4 canais, resultando em uma diminuição da temperatura de aproximadamente 2 K em relação ao trocador de referência, sendo o desempenho do trocador 4-A levemente superior devido à sua velocidade média maior, apesar da menor quantidade de sólido.

É possível observar a tendência de uma proporção de sólido no canal entre 23 e 26% nos dois melhores resultados para a forma de crescimento 1 após o prolongamento, com velocidades médias em torno de 1 m/s, todos com 3 aletas apenas. O prolongamento das aletas permitiu aumentar a quantidade de sólido no canal sem perdas muito grandes na velocidade.

A Fig. 5.21 mostra o comportamento das temperaturas ao longo do topo dos trocadores de calor acima discutidos. É possível perceber uma tendência de aproximação entre as curvas se comparado às construções sem prolongamento, com os trocadores 4-A e 5-A apresentando o desempenho mais satisfatório.

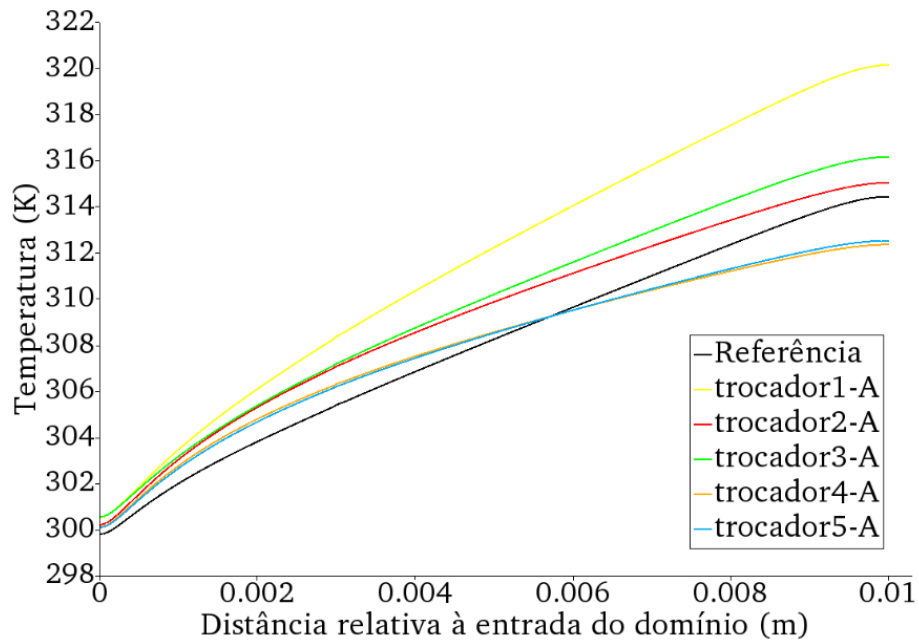


Figura 5.21 Comportamento das temperaturas ao longo do topo dos trocadores de calor (forma de crescimento1, após o prolongamento das aletas).

Para a forma de crescimento 2 foi possível a utilização dos resultados de todos os espaçamentos mínimos devido a maior simplicidade das construções, as quais permitem um prolongamento das aletas mantendo todas as restrições de distância entre elas.

As Figs. 5.22 e 5.23 mostram os resultados dos respectivos trocadores de calor para os campos de temperatura e velocidade.

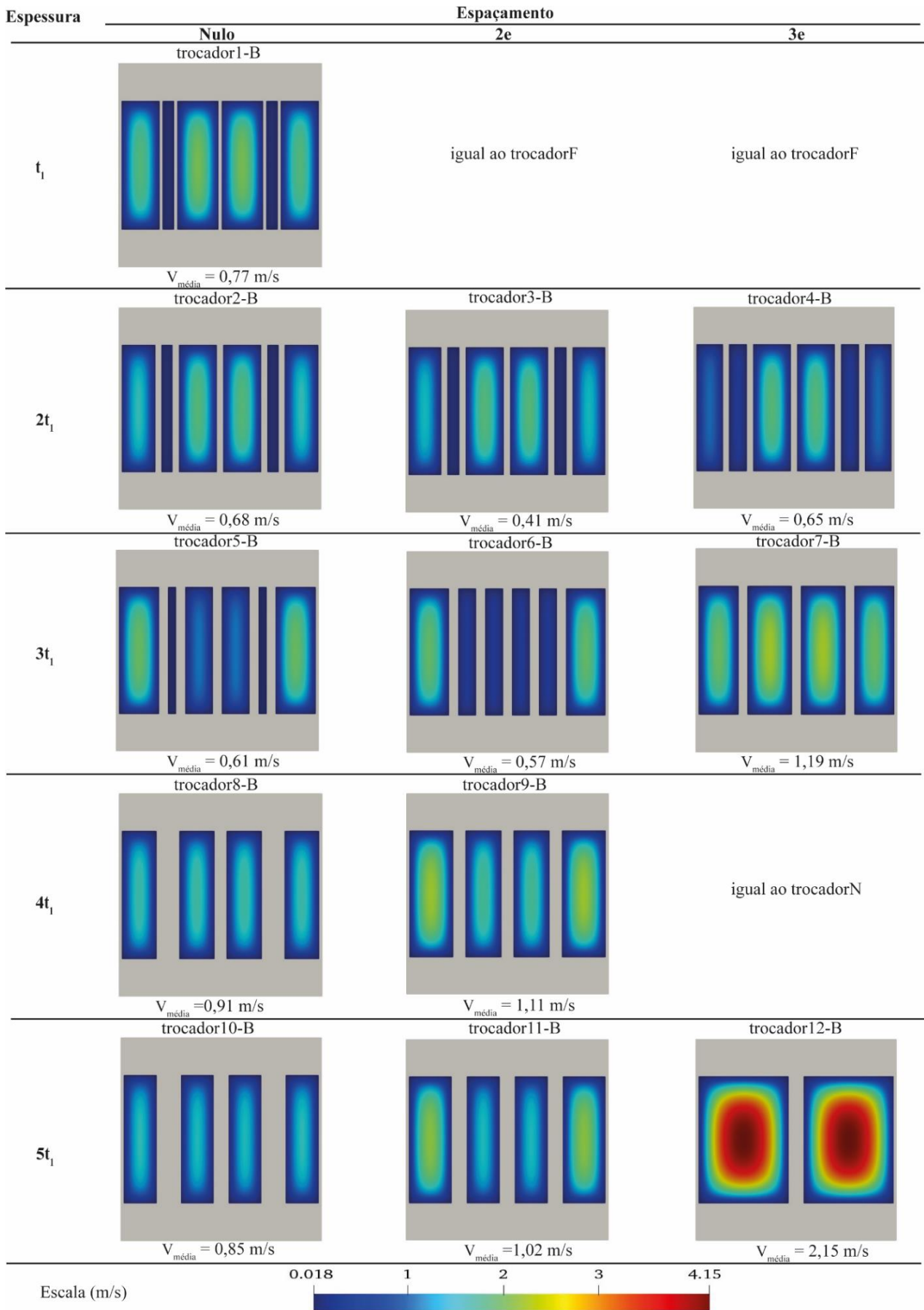


Figura 5.22 Campo de velocidade das construções resultantes da forma de crescimento 2, após o prolongamento das aletas.

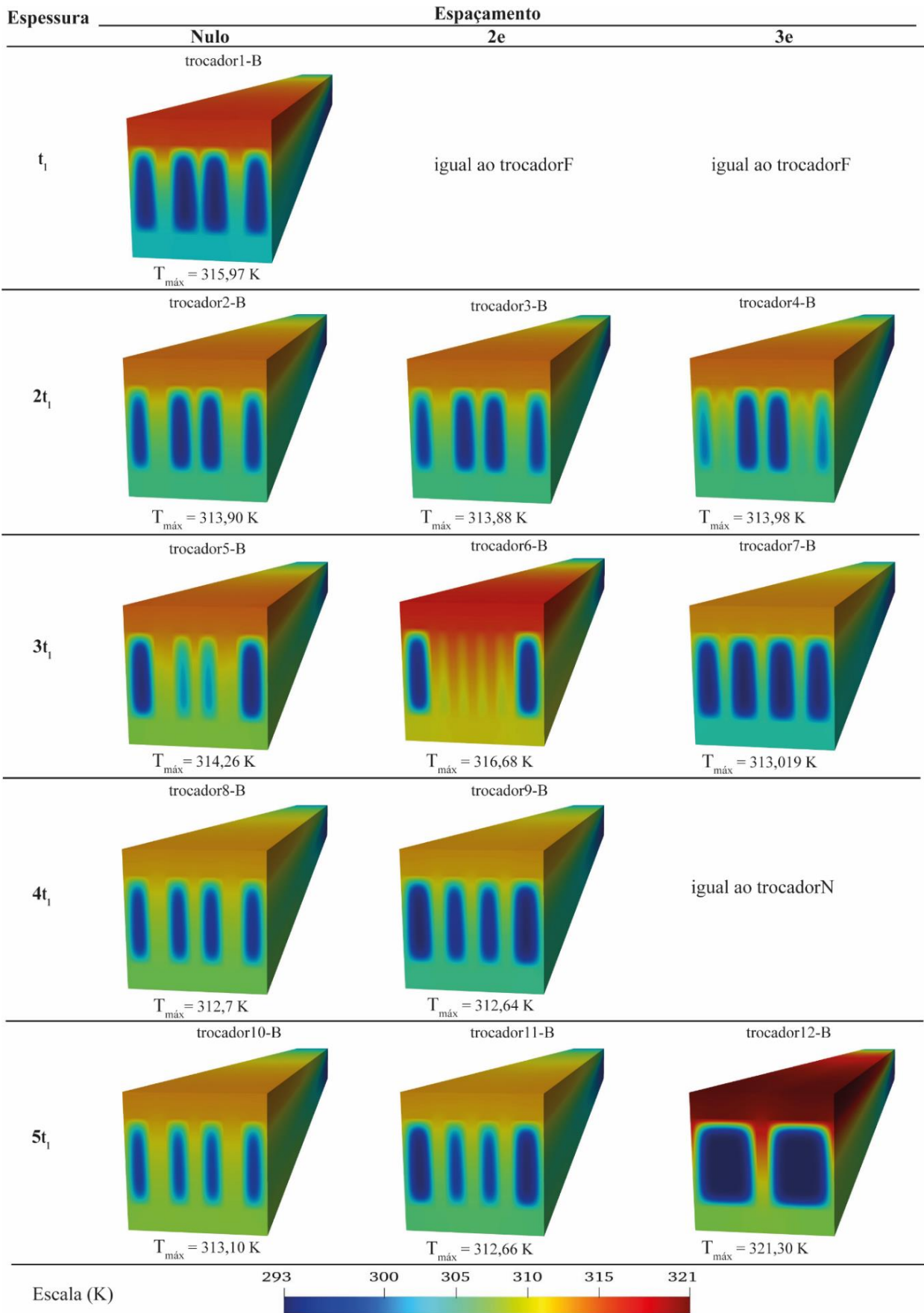


Figura 5.23 Campo de temperatura das construções resultantes da forma de crescimento 2, após o prolongamento das aletas.

As 12 geometrias geradas têm seus resultados resumidos na Tab. 5.5.

Tabela 5.5 Valores das variáveis de interesse dos trocadores de calor das construções com a forma de crescimento 2, após o prolongamento das aletas.

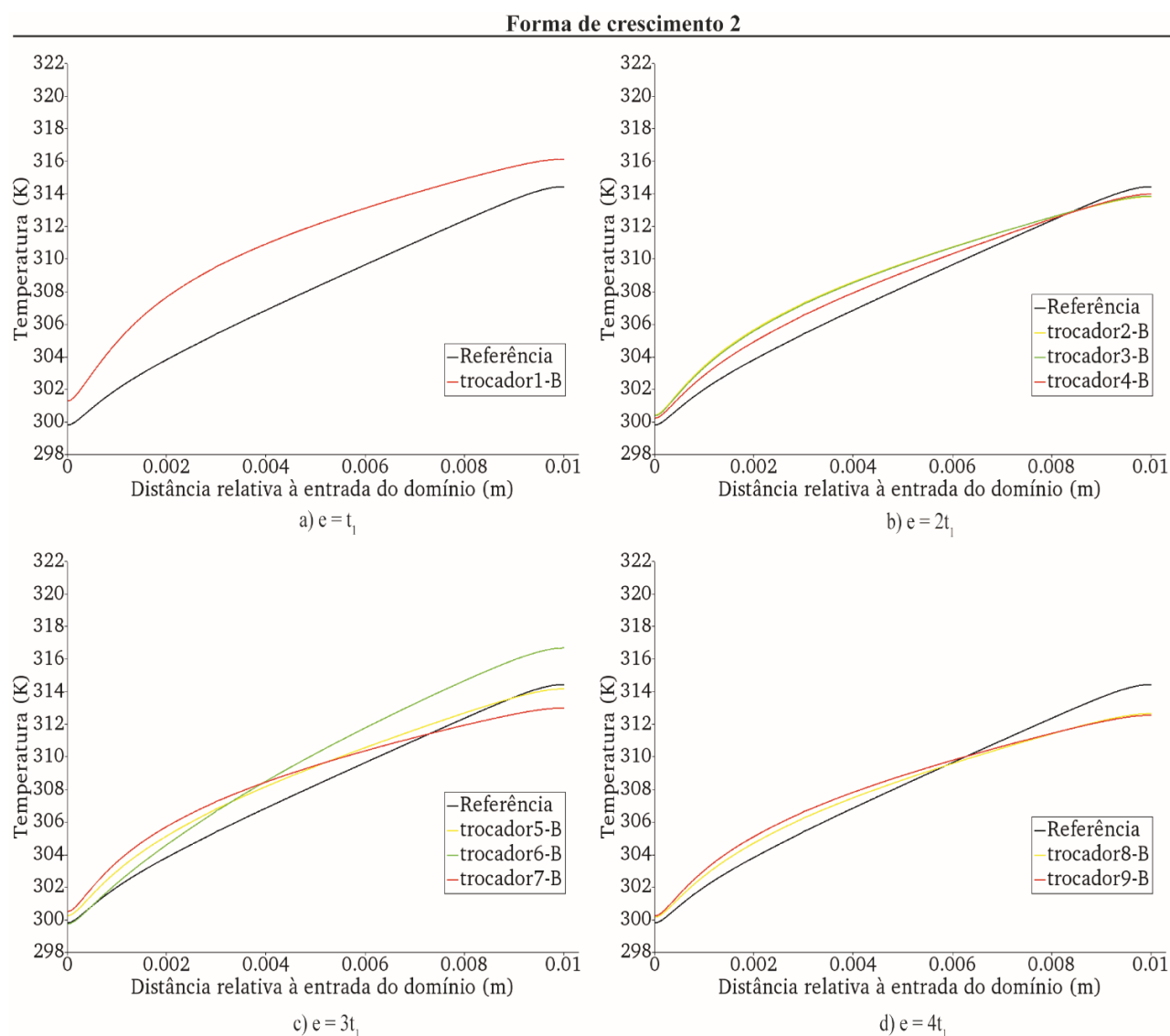
Espessura	Modelo	Espaçamento mínimo	$T_{m\acute{a}x}$ (K)	$V_{m\acute{e}dia}$ (m/s)	ψ	n
t_1	Trocador1-B	Nulo	315,97	0,77	0,077	5
	-	2e	-	-	-	-
	-	3e	-	-	-	-
$2t_1$	Trocador2-B	Nulo	313,90	0,68	0,153	5
	Trocador3-B	2e	313,88	0,41	0,153	5
	Trocador4-B	3e	313,98	0,65	0,153	5
$3t_1$	Trocador5-B	Nulo	314,26	0,61	0,230	5
	Trocador6-B	2e	316,68	0,57	0,230	5
	Trocador7-B	3e	313,019	1,19	0,138	3
$4t_1$	Trocador8-B	Nulo	312,7	0,91	0,290	3
	Trocador9-B	2e	312,64	1,11	0,184	3
	-	3e	-	-	-	-
$5t_1$	Trocador10-B	Nulo	313,10	0,85	0,324	3
	Trocador11-B	2e	312,66	1,02	0,230	3
	Trocador12-B	3e	321,30	2,15	0,077	1

Observou-se um aumento no desempenho térmico em todas as construções, pois o comprimento das aletas foi o único fator alterado, evidenciando que o limite para o aumento no desempenho térmico para as construções da forma de crescimento 2 ocorre quando as duas extremidades estão unidas. Não houve uma melhora tão significativa quanto os trocadores de calor da forma de crescimento 1 porque muitos dos trocadores da forma de crescimento 2 já possuíam aletas com comprimento considerável.

Os melhores resultados exibem um escoamento uniforme entre os diferentes canais, mostrando a tendência de geração de canais de mesma largura, comportamento esse que pode ser relacionado com o princípio Construtal da Ótima Distribuição das Imperfeições, com o trocador 9-B apresentando resultado tão satisfatório quanto os trocadores 8-B e 11-B, mesmo com menos material adicionado, o que é compensado por sua velocidade média superior. A proporção de sólido em relação à área dos canais nas construções com os melhores resultados varia entre 18 e 29% e as velocidades médias entre 0,9 e 1,1 m/s.

O Trocador 12-B mostra que o uso de apenas uma aleta não é suficiente para favorecer os mecanismos de troca térmica de forma eficiente para as dimensões do trocador de calor analisado.

A Fig. 5.24 mostra o comportamento das temperaturas ao longo do topo dos trocadores de calor da forma de crescimento 2 após o seu prolongamento.



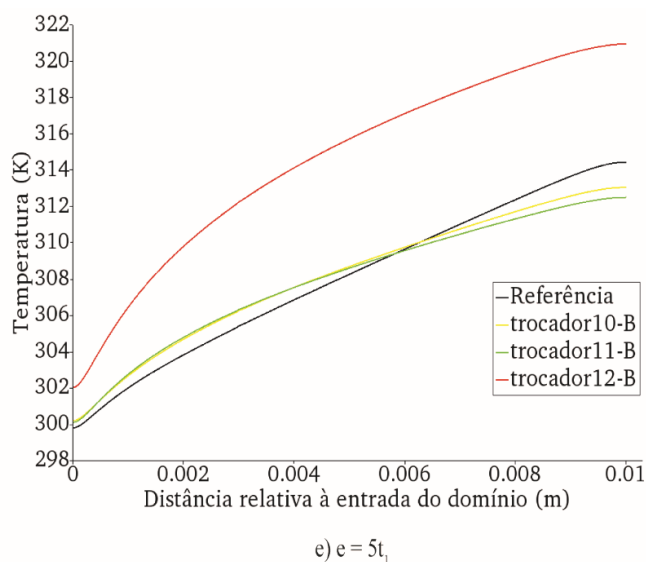


Figura 5.24 Comportamento das temperaturas ao longo do topo dos trocadores de calor (forma de crescimento2, após o prolongamento das aletas).

É possível perceber a manutenção no comportamento das curvas com as temperaturas aumentando relativamente mais no início e com um posterior amortecimento, seguindo a tendência dos trocadores de calor das construções originais.

Além do comportamento logarítmico percebe-se também que os trocadores de calor com menor temperatura máxima final, experimentam um aumento mais acentuado da temperatura no início, seguido de uma queda na mesma proporção. O Trocador 9-B representa a construção com menor temperatura final, no entanto, os trocadores 10-B e 11-B apresentam comportamento mais uniforme das temperaturas.

Após a análise das construções obtidas se observa que os melhores resultados surgem quando se faz o uso de apenas 3 aletas, com a menor temperatura máxima observada no Trocador 4-A (312,504 K), tendo como origem a construção de espessura $4t_1$ da forma de crescimento 1. Após o prolongamento, as aletas inferiores passam a ter uma importância maior na condução do calor. As construções de espessura $4t_1$ permitiram uma melhor combinação entre os efeitos da adição de sólido e menores perdas de carga resultantes, se comparados aos trocadores de calor provenientes das demais construções.

É possível perceber que o limite para a diminuição das temperaturas máximas de um trocador de calor com as características do presente trabalho (pressão na entrada do escoamento, fluxo energético imposto, volume, etc.) fica em torno de 312 K.

Pelo fato de o escoamento ser de baixa magnitude, as geometrias geradas tenderam a possuir

uma estrutura mais simples, conforme prevê a Teoria Construtal. Isso resulta em um número menor de aletas, alcançando uma relação que minimiza tanto a resistência ao escoamento quanto a resistência ao fluxo de calor. As configurações encontradas para o conjunto de condições impostas nesse trabalho, não necessariamente serão observadas em trocadores de calor com outras características.

6. CONCLUSÕES

Neste trabalho, foi apresentado um estudo numérico visando a construção de geometrias otimizadas de trocadores de calor de microcanais, através do desenvolvimento de uma metodologia baseada na Teoria Construtal, que indicou o posicionamento das aletas baseado em uma função de construção dependente das distribuições de velocidade e temperatura do dispositivo, a fim de se obter os arranjos com menor resistência térmica. Foi utilizado o software OpenFOAM para a solução das equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia, através do método de Volumes Finitos. As geometrias foram construídas a partir de um canal retangular sem aletas, no qual foram adicionadas aletas variando os graus de liberdade referentes a espessura e espaçamento mínimo entre elas, em que foi possível a otimização tanto do canal quanto da quantidade de material, sem a necessidade de realização de muitas simulações.

Foram analisadas duas formas de crescimento das aletas. As construções provenientes da forma de crescimento 2 mostraram desempenho térmico superior às construções da forma de crescimento 1. Isto foi devido a maior liberdade dada ao escoamento o que foi possível devido ao menor número de aletas adicionadas.

Foram geradas 22 geometrias diferentes, das quais apenas duas alcançaram desempenho térmico superior ao do trocador de referência, ambas provenientes da forma de crescimento 2, na primeira etapa da análise, sem o ligamento das superfícies inferior e superior do trocador de calor. A partir dos resultados provenientes das geometrias geradas com o uso da função de construção, percebeu-se que uma boa estratégia para a configuração geométrica é o prolongamento das aletas até a parte oposta (face inferior) do trocador de calor. Com isto foram criadas mais 17 geometrias derivadas das 22 geometrias originais, as quais obtiveram desempenho térmico superior. Este melhor desempenho foi atribuído a maior área de troca térmica destas aletas na direção vertical do dispositivo, revelando ser mais eficiente aletas com comprimento maior ao invés de um maior número de aletas dispostas ao longo das superfícies superior e inferior do dispositivo, essas novas construções acabam por se aproximar, estruturalmente, dos trocadores de calor construídos da forma convencional.

Os resultados, para os trocadores de calor utilizados neste trabalho (0,7 mm x 0,7 mm), mostraram a tendência do uso de apenas 3 aletas nas geometrias com melhor desempenho térmico, ocupando entre 18 e 30% da área do canal e com velocidades médias entre 0,9 e 1,1 m/s, variando de acordo com a quantidade de material do respectivo trocador de calor.

As geometrias com melhor desempenho térmico possuem algo em comum que é sua simplicidade construtiva, mostrando a tendência de dependência da forma com a magnitude do

sistema de fluxo, dado que o escoamento analisado apresentou velocidades baixas devido à pressão imposta na entrada do domínio (10 kPa), mostrando que a evolução de um sistema nem sempre será representada pela forma mais complexa.

6.1. Sugestões para trabalhos futuros

Trabalhos buscando a otimização geométrica de dispositivos trocadores de calor são abundantes na literatura, no entanto a grande maioria busca essa avaliação geométrica partindo de um único canal, tornando a metodologia de construção através da evolução de uma geometria em um dispositivo de dimensões fixas, juntamente com a Teoria Construtal, uma área pouco explorada. Tornando a metodologia utilizada neste trabalho uma área com grande potencial de investigação.

Muitas são as possibilidades envolvendo o prosseguimento dos assuntos abordados neste trabalho, entre elas pode-se destacar:

- Investigar a influência de outros parâmetros do escoamento ou fluxo energético sobre as configurações geométricas finais;
- Aplicar a metodologia proposta neste trabalho na construção de aletas que não são do comprimento total do canal, ou seja, aletas variando também em seu comprimento. Nessa dissertação as aletas possuíam sempre o comprimento fixo do canal;
- Utilizar a função de construção para o posicionamento de material utilizando outras formas de conexão com a parte sólida do trocador de calor, por exemplo, fazendo a conexão sempre a uma aleta adjacente;
- Utilizar aletas com formas geométricas livres, a partir da utilização de pelo menos três pontos onde a função de construção ϕ tem seus valores máximos.

REFERÊNCIAS

ADEWUMI, O.O.; BELLO-OCHEDE, T.; MAYER, J.P. **Constructal design of single microchannel heat sink with varying axial length and temperature-dependent fluid properties**, 2016, International Journal of Heat and Technology.

AHRENS, JAMES, GEVECI, BERK, LAW, CHARLES, **ParaView: An End-User Tool for Large Data Visualization**, 2005, Visualization Handbook, Elsevier.

ALUGOJU, U.K.; DUBEY, S.K.; JAVED, A. **Optimization of converging and diverging microchannel heat sink for electronic chip cooling**, 2020, IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology, Vol. 10, No. 5.

ARIYO, D. O., & BELLO-OCHEDE, T. **Constructal design of two-phase stacked microchannel heat exchangers for cooling at high heat flux**, 2021. International Communications in Heat and Mass Transfer.

AYACHIT, U. **The ParaView guide: updated for ParaView version 4.3. Full color version ed. Los Alamos: Kitware**, 2015.

AYATOLLAHI, S. M., AHMADPOUR, A., & HAJMOHAMMADI, M. R. **Performance evaluation and optimization of flattened microchannel heat sinks for the electronic cooling application**, 2021, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry.

BEJAN, A. **Advanced Engineering Thermodynamics**, 2nd ed, 1997. Wiley, New York.

BEJAN, A. **Shape and Structure, from engineering to nature**, Cambridge University Press, Cambridge, UK, 2000.

BEJAN, A; ZANE, J. P. **Design in nature: How the constructal law governs evolution in biology, physics, technology, and social organization**, 1^a ed. New York: Doubleday, 2013.

BELLO-OCHEDE, T.; LIEBENBERG, L.; MEYER, J.P. **Constructal cooling channels for micro-channel heat sinks**, 2007. International Journal of Heat and Mass Transfer.

FOX, R.W.; MCDONALD, A.T.; PRITCHARD, P.J. **Introdução à mecânica dos fluidos**, 7^o edição. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

GEUZAIN, C.; REMACLE, J.-F. **Gmsh: A 3-D finite element mesh generator with built-in pre- and post-processing facilities**. International Journal for Numerical Methods in Engineering, v. 79, n. 11, p. 1309–1331, 2009. Disponível em:

<<http://doi.wiley.com/10.1002/nme.2579>>. Acesso em: 1/8/2014.

HAZARATHAIAH, P.; REDDY, Y.A.K.; INDUMATI, S.; **Design of Microchannel Heat Sink, 2017**. International Journal of Research and Analytical Reviews (IJRAR).

HETSRONI, G.; MOSYAK, A.; POGREBNYAK, E.; YARIN, L.P. **Heat transfer in micro-channels: Comparison of experiments with theory and numerical results**, 2005. International Journal of Heat and Mass Transfer.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P.; BERGMAN, T.L.; LAVINE, A.S.; **Fundamentos de transferência de calor e de massa**, 6ª edição. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

KAWANO, K; SEKIMURA, M; MINAKAMI, K; IWASAKI, H; ISHIZUKA, M; **Development of a micro channel exchanging**, 2001. JSME International Journal.

KAYS, W; CRAWFORD, M; WEIGAND, B; **Convective Heat and Mass Transfer**, 2005 McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering.

KOU, H.; LEE, J.; CHEN, C. **Optimum thermal performance of microchannel heat sink by adjusting channel width and height**, 2008. International communications in heat and mass transfer.

LI, J.; PETERSON, G.P. **Geometric optimization of a micro heat sink with liquid flow**, 2006. IEEE transactions on components and packaging technologies, Vol 29, No 1.

MALISKA, C.R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**, 2004. LTC.

ÖZISIK, M.N. **Heat Conduction**, 2ª edição, 1993. John Wiley & Sons. INC.

PEDROTI, V.A.; DE ESCOBAR, C.C.; DOS SANTOS, E.D.; SOUZA, J.A.; **Thermal analysis of tubular arrangements submitted to external flow using constructal theory**, 2019. International Communications in Heat and Mass Transfer.

QU, W.; MUDAWAR, I. **Analysis of three-dimensional heat transfer in micro-channel heat sinks**, 2002a. International Journal of Heat and Mass Transfer.

QU, W.; MUDAWAR, I. **Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single-phase micro-channel heat sink**, 2002b. International Journal of Heat and Mass Transfer.

RAGHURAMAN, D.R.S.; RAJ, R.T.K.; NAGARAJAN, P.K.; RAO, B.V.A. **Influence of aspect ratio on thermal performance of rectangular shaped micro channel heat sink using CFD**

code, 2016. Alexandria Engineering Journal.

SCHLICHTING, H. **Boundary Layer Theory**, 7th Ed., 1979 McGraw-Hill.

THE OPENFOAM FOUNDATION. **OpenFOAM v7 User Guide**. Disponível em: <<https://cfd.direct/openfoam/user-guide>>.

TUCKERMAN, D.B.; PEASE, R.F.W. **High-Performance Heat Sink for VLSI**, 1981. IEEE Electron Device Letters, Vol. Edl-2, No. 5

WELLER, H.; GREENSHIELDS, C.; DE ROUVRAY, C. **The OpenFOAM Foundation Ltd**. Disponível em: <<https://openfoam.org/>>.

ZHONG, Z., MENG, L., LI, X., ZHANG, G., XU, Y., & DENG, J. **Enhanced heat transfer performance of optimized micro-channel heat sink via forced convection in cooling metal foam attached on copper plate**, 2020, Journal of Energy Storage.

ANEXO: CONFIGURAÇÕES UTILIZADAS NO OpenFOAM

Pasta 0: esta pasta contém os diretórios com as condições iniciais para o problema, separadas por regiões (sólido e fluido), as quais foram definidas na etapa de discretização do domínio no GMSH.

Condições iniciais para o fluido:

```

    object    cellToRegion;

}

dimensions   [0 0 0 0 0 0 0];

internalField uniform 1;

boundaryField
{
    inlet
    {
        type        zeroGradient;
    }
    outlet
    {
        type        zeroGradient;
    }
    fluidZone_to_heater
    {
        type        calculated;
        value        uniform 0;
    }
}

```

```

    }

}

//
***** //

    object    p;

}

dimensions    [ 1 -1 -2 0 0 0 0 ];

internalField    uniform 0;

boundaryField
{

    ".*"
    {
        type        calculated;
        value        uniform 0;
    }

}

//
***** //

    object    p_rgh;

```

```

}

dimensions    [ 1 -1 -2 0 0 0 0 ];

internalField uniform 0;

boundaryField
{
    inlet
    {
        type        totalPressure;
        p0          uniform 1e4;
    }

    outlet
    {
        type        totalPressure;
        p0          uniform 0;
    }

    ".*"
    {
        type        fixedFluxPressure;
        value        uniform 0;
    }
}

//

```

```

//
***** //

object    T;

dimensions  [ 0 0 0 1 0 0 0 ];

internalField  uniform 293;

boundaryField
{
    inlet
    {
        type      fixedValue;
        value      uniform 293;
    }

    outlet
    {
        type      inletOutlet;
        inletValue  uniform 293;
    }

    "*"
    {
        type      zeroGradient;
    }
}

```

```

    }

    "fluidZone_to_.*"

    {
        type            compressible::turbulentTemperatureCoupledBaffleMixed;
        Tnbr            T;
        kappaMethod      fluidThermo;
        value            uniform 293;

    }
}

//
***** //

object    U;
dimensions    [ 0 1 -1 0 0 0 0 ];

internalField    uniform (0 0 0);
boundaryField
{
    inlet
    {
        type            pressureInletVelocity;
        value            uniform (0 0 0);
    }

    outlet

```

```

{
    type        pressureInletOutletVelocity;
    value        $internalField;

}
"."
{
    type        fixedValue;
    value        uniform (0 0 0);
}
}
//
***** //

```

Condições iniciais para o sólido:

```

object    cellToRegion;
dimensions    [0 0 0 0 0 0 0];
internalField    uniform 4;

boundaryField
{
    sideWalls
    {
        type        zeroGradient;
    }
    symmetry

```

```
{
    type      symmetryPlane;
}
```

bottomWall

```
{
    type      zeroGradient;
}
```

topWall

```
{
    type      zeroGradient;
}
```

heater_to_region3

```
{
    type      calculated;
    value      uniform 0;
}
```

heater_to_region2

```
{
    type      calculated;
    value      uniform 0;
}
```

heater_to_region1

```
{
    type      calculated;
    value      uniform 0;
}
```

heater_to_fluidZone

```

    {
        type      calculated;
        value      uniform 0;
    }
}

//
***** //

object    p;

dimensions    [1 -1 -2 0 0 0 0];

internalField    uniform 0;
boundaryField
{
    symmetry
    {
        type      symmetryPlane;
    }
    "."
    {
        type      calculated;
        value      uniform 0;
    }
}

//
***** //

```

```

object    T;

}

// *****

dimensions    [ 0 0 0 1 0 0 0 ];

internalField    uniform 293;

boundaryField
{
    sideWalls
    {
        type        zeroGradient;
    }

    symmetry
    {
        type        symmetryPlane;
    }

    bottomWall
    {
        type        zeroGradient;
    }

    topWall
    {
        type        fixedGradient;
        gradient    uniform 6081.08;
    }
}

```

```

"heater_to_.*"
{
    type      compressible::turbulentTemperatureCoupledBaffleMixed;
    Tnbr      T;
    kappaMethod  solidThermo;
    value      uniform 293;
}
}

//
***** //

```

A pasta **constant** contém as informações da malha e as propriedades físicas do domínio.

Condições de contorno (polymesh):

```

inlet
{
    type      patch;
    physicalType  patch;
    nFaces     2688;
    startFace   1979326;
}

sideWalls
{
    type      patch;
    physicalType  patch;
    nFaces     17084;
}

```

```

    startFace    1982014;
}
symmetry
{
    type          symmetryPlane;
    physicalType   patch;
    nFaces         13064;
    startFace      1999098;
}
outlet
{
    type          patch;
    physicalType   patch;
    nFaces         2688;
    startFace      2012162;
}
bottomWall
{
    type          patch;
    physicalType   patch;
    nFaces         4260;
    startFace      2014850;
}
topWall
{
    type          patch;
    physicalType   patch;

```

```

    nFaces      4260;

    startFace    2019110;

}

```

Propriedades do fluido:

```

object    g;

dimensions [0 1 -2 0 0 0 0];

value     (0 0 -9.8);

//

```

```

***** //

```

```

object    momentumTransport;

simulationType laminar;

//

```

```

***** //

```

```

object    thermophysicalProperties;

thermoType

{
    type        heRhoThermo;

    mixture      pureMixture;

    transport     const;

    thermo        hConst;

    equationOfState rhoConst;

    specie        specie;

    energy        sensibleEnthalpy;

}

```

```

mixture
{
    // Water

    specie
    {
        molWeight    18;
    }

    equationOfState
    {
        rho          998;
    }

    thermodynamics
    {
        Cp           4179;
        Hf            0;
    }

    transport
    {
        mu            1.003e-3;
        Pr            7.01;
    }
}
//

```

```

***** //

```

Propriedades do sólido

```
object    thermophysicalProperties;
```

```
thermoType
```

```
{
    type        heSolidThermo;
    mixture     pureMixture;
    transport    constIso;
    thermo       eConst;
    equationOfState rhoConst;
    specie       specie;
    energy       sensibleInternalEnergy;
}
```

```
mixture
```

```
{
    specie
    {
        molWeight    28.085;
    }
}
```

```
equationOfState
```

```
{
    rho        2330;
}
```

```
transport
```

```
{
    kappa       148;
```

```

    }

    thermodynamics

    {
        Hf      0;

        Cv      712;

    }

}

//

***** //

```

Na pasta **system** são encontradas as subpastas que permitem configurar os parâmetros relacionados com a solução do problema.

controlDict:

```

application    chtMultiRegionFoam;

startFrom      latestTime;

startTime      0;

stopAt         endTime;

endTime        0.1;

deltaT         1e-5;

writeControl    adjustableRunTime;

writeInterval   0.001;

purgeWrite      10;

writeFormat     binary;

writePrecision  6;

writeCompression off

timeFormat      general;

```

```

timePrecision 6;

runTimeModifiable true;

maxCo        1.0;

maxDi        10.0;

adjustTimeStep yes;

```

parâmetros da solução para o fluido:

```

object    fvSchemes;

ddtSchemes
{
    default    steadyState;
}

gradSchemes
{
    default    Gauss linear;
}

divSchemes
{
    default    none;

    div(phi,U)    Gauss upwind;
    div(phi,h)    Gauss upwind;
    div(phi,epsilon) Gauss upwind;
    div(phi,k)    Gauss upwind;
    div(phi,K)    Gauss linear;

```

```

        div(((rho*nuEff)*dev2(T(grad(U))))) Gauss linear;
    }

```

```
laplacianSchemes
```

```

{
    default      Gauss linear corrected;
}

```

```
interpolationSchemes
```

```

{
    default      linear;
}

```

```
snGradSchemes
```

```

{
    default      corrected;
}

```

```
//
```

```
***** //
```

```
object    fvSolution;
```

```
solvers
```

```

{
    "p_rgh.*"
    {
        solver      GAMG;
    }
}

```

```

    smoother    symGaussSeidel;

    tolerance    3e-6;

    relTol       0.01;
}

"(U|h|k|epsilon).*"

{
    solver       PBiCGStab;

    preconditioner DILU;

    tolerance    2e-6;

    relTol       0.1;
}
}

PIMPLE
{
    momentumPredictor yes;

    residualControl
    {
        Ux        5e-6;

        Uy        5e-6;

        Uz        5e-6;

        h         5e-6;

        p_rgh     5e-6;
    }
}

relaxationFactors
{
    fields

```

```

{
    rho      1.0;
    p_rgh    0.7;
}
equations
{
    U      0.3;
    h      0.7;
    k      0.7;
    epsilon 0.7;
}
}
//
***** //

```

Parâmetros da solução para o sólido:

```

    object    fvSchemes;

ddtSchemes
{
    default    steadyState;
}

gradSchemes
{
    default    Gauss linear;
}

```

```
}
```

```
divSchemes
```

```
{
```

```
    default    none;
```

```
}
```

```
laplacianSchemes
```

```
{
```

```
    default    none;
```

```
    laplacian(alpha,e) Gauss linear corrected;
```

```
}
```

```
interpolationSchemes
```

```
{
```

```
    default    linear;
```

```
}
```

```
snGradSchemes
```

```
{
```

```
    default    corrected;
```

```
}
```

```
//
```

```
***** //
```

```
object    fvSolution;
```

solvers

```
{
    "e.*"

    {
        solver      GAMG;
        smoother     symGaussSeidel;
        tolerance    1e-6;
        relTol       0.1;
    }
}
```

PIMPLE

```
{
    nNonOrthogonalCorrectors 0;
    residualControl
    {
        e      2e-6;
    }
}

//
```

***** //