MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA OCEÂNICA

ANÁLISE NUMÉRICA E APLICAÇÃO DA TEORIA CONSTRUTAL PARA DEFINIR O ARRANJO DE BLOCOS INSERIDOS EM CANAIS QUE SIMULAM TROCADORES DE CALOR DE CIRCUITO IMPRESSO

por

Rafael San Martin Moreira

Dissertação para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Oceânica

Rio Grande, Abril, 2021

Ficha Catalográfica

M838a Moreira, Rafael San Martin.

Análise numérica e aplicação da Teoria Construtal para definir o arranjo de blocos inseridos em canais que simulam trocadores de calor de circuito impresso / Rafael San Martin Moreira. – 2021.

85 f.

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

Orientador: Dr. Elizaldo Domingues dos Santos.

Coorientador: Dr. Jeferson Avila Souza.

1. Simulação Numérica 2. Convecção Forçada 3. Teoria Construtal 4. Microcanais 5. Trocadores de Calor I. Santos, Elizaldo Domingues dos II. Souza, Jeferson Avila III. Título.

CDU 629.5

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

ANÁLISE NUMÉRICA E APLICAÇÃO DA TEORIA CONSTRUTAL PARA DEFINIR O ARRANJO DE BLOCOS INSERIDOS EM CANAIS QUE SIMULAM TROCADORES DE CALOR DE CIRCUITO IMPRESSO

Por

Rafael San Martin Moreira
Engenheiro Mecânico Naval

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica (PPGEO) da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande (FURG), como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Área de Concentração: Engenharia Marítima

Orientador: Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos
Co-orientador: Prof. Dr. Jeferson Avila Souza

Aprovada por:

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos	PPGEO/FURG
Prof. Dr. Jeferson Avila Souza	PPGEO/FURG
Prof. Dr. Paulo Smith Schneider	PROMEC/UFRGS
Prof. Dr. Liércio André Isoldi	PPGEO/FURG
Prof. Dr. Emanuel da Silva Diaz Estrada	PPGMC/FURG

Prof. Dr. Liércio André Isoldi
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica

Rio Grande, 27 de Abril de 2021

“ANÁLISE NUMÉRICA E APLICAÇÃO DA TEORIA CONSTRUTAL PARA DEFINIR O ARRANJO DE BLOCOS INSERIDOS EM CANAIS QUE SIMULAM TROCADORES DE CALOR DE CIRCUITO IMPRESSO”

Rafael San Martin Moreira

Esta dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de:

MESTRE EM ENGENHARIA OCEÂNICA

Tendo sido aprovada em sua forma final pela Coordenação de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica

Liércio André Isoldi
Prof. Dr. Liércio André Isoldi
Coordenador do PPGEO/FURG

Banca Examinadora:

Elizaldo Domingues dos Santos
Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos
Orientador – PPGEO/FURG

Prof. Dr. Jeferson Avila Souza
Coorientador – PPGEO/FURG

Prof. Dr. Emanuel da Silva Diaz Estrada
Membro externo – PPGMC - FURG

Liércio André Isoldi
Prof. Dr. Liércio André Isoldi
Membro Interno – PPGEO/FURG

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider
Membro Externo – PROMEC/UFRGS

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, pela vida e por ter me guiado até aqui.

Agradeço aos meus pais Tertuliano Euclides Moreira e Madalena San Martin Moreira, e toda minha família, por acreditarem no meu potencial e por terem sido o alicerce para que tudo isso acontecesse.

Agradeço ao meu orientador Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos e ao meu coorientador Prof. Dr. Jeferson Avila Souza pela oportunidade de ser orientado por profissionais e pessoas de tão grande excelência. Agradeço pela disponibilidade, paciência e confiança que depositaram em mim no desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço aos meus professores e colegas pela troca de conhecimento, que oportunizou um grande crescimento para a minha formação.

Agradeço à Universidade Federal do Rio Grande – FURG por oferecer a estrutura necessária para a realização deste trabalho.

RESUMO

Trocadores de calor do tipo microcanais são dispositivos que permitem obter elevadas taxas de transferência de calor por unidade de volume possuindo grande aplicação na indústria aeroespacial, naval e automotiva. Recentemente, devido à redução dos custos para construção, esses trocadores passaram a ser aplicados em condensadores de refrigeração doméstica. O presente trabalho numérico investiga a construção de um arranjo de blocos quadrados aquecidos e montados em um microcanal bidimensional submetido a escoamentos incompressíveis, laminares, no regime permanente com transferência de calor por convecção forçada. O objetivo é maximizar a taxa de transferência de calor entre os blocos aquecidos e o escoamento circundante. Um algoritmo baseado na Teoria Construtal é empregado para a construção do arranjo do bloco a partir de uma configuração elementar. A evolução é baseada em uma função de construção que utiliza os campos fluidodinâmicos e térmicos para definição da colocação de cada novo bloco elementar na área de ocupação do canal. Foram investigados casos de convecção forçada para três números de Bejan $Be_L = 2{,}45 \times 10^4$, $24{,}5 \times 10^4$ e $123{,}3 \times 10^4$ para um número de Prandtl $Pr = 0{,}71$. Também foi analisada a influência da distância entre os centros dos blocos $D/L = 1$, 1,5, 2 e 2,5, assim como a variação do tamanho do elemento construtivo para $L = 2{,}5$ mm, 5 mm e 7,5 mm, com $D/L = 1{,}5$ constante. Por último, foram analisados a influência do distanciamento entre os blocos com $L = 5$ mm, agora com o primeiro bloco centralizado na área de ocupação. Para a solução dos escoamentos com transferência de calor por convecção estudados nesse trabalho será empregada a abordagem numérica, onde utiliza-se o método de volumes finitos (MVF) para a solução das equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia. A montagem dos blocos variou no intervalo $1 \leq N \leq 12$. Os resultados indicaram que o aumento da intensidade do escoamento, assim como um maior distanciamento entre os blocos, ocasionou um aumento da troca térmica entre os blocos e o fluido circundante. Com relação à variação do tamanho do elemento construtivo foi observado que quanto maior o tamanho, maior a área de troca térmica e, consequentemente, são obtidas elevadas taxas de transferência de calor por unidade de comprimento, como também é visível uma maior estabilidade térmica entre os desempenhos extremos obtidos.

Palavras-chaves: Simulação Numérica, Convecção Forçada, Teoria Construtal, Microcanais, Trocadores de Calor.

ABSTRACT

Microchannel heat exchangers are devices that allow high rates of heat transfer per unit volume to be applied in the aerospace, naval and automotive industries. Recently, due to reduced construction costs, these exchangers are now being applied to domestic refrigeration condensers. The present numerical work investigates the construction of an arrangement of heated square blocks and mounted in a two-dimensional microchannel subjected to incompressible and laminar flows in the permanent regime with forced convection heat transfer. The purpose is to maximize the heat transfer rate between the heated blocks and the surrounding flow and to analyze to construction of the block arrangement through the application of a construction algorithm based on the Constructural Theory, from an elemental configuration. The evolution is based on an construction function which uses fluid dynamic and thermal fields for definition of each new elementary block in the occupation area of the channel. Cases of forced convection were investigated for three Bejan numbers Be_L = 2,45 x 10^4, 24,5 x 10^4 and 123,3 x 10^4 for a Prandtl number Pr = 0,71. The influence of the distance between the centers of the blocks D/L = 1, 1,5, 2 and 2,5 was also analyzed, as well as the variation of the size of the constructive element for L = 2,5 mm, 5 mm and 7,5 mm, with D/L = 1,5 constant. Finally, the influence of the distance between blocks with L = 5 mm and D/L = 1,5 was analyzed, now with the first block centered in the occupation area. For the solution of the studied convective heat transfer problem, the numerical approach will be used, where the finite volume method (MVF) is used to solve the equations of conservation of mass, momentum and energy. The mounting of blocks varied in the range $1 \leq N \leq 12$. The results indicated that the increase in the flow intensity, as well as a greater distance between the blocks, caused an increase in the thermal exchange between the blocks and the surrounding fluid. Regarding the variation in the size of the construction element, it was observed that the larger the size, the higher the heat exchange area and, consequently, high heat transfer rates per unit length are obtained, as well as greater thermal stability between the extreme performances obtained.

Keywords: Numerical Simulation, Forced Convection, Constructural Theory, Micro-channels, Heat Exchangers.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE SÍMBOLOS

Algarismos Romanos

A	Área [m^2]
Be_L	Número de Bejan [$\Delta PL^2/\mu\alpha$]
c	Calor específico [J/(kg.K)]
D	Distância entre os centros dos blocos [m]
f	Função de construção [-]
F	Força [N]
g	Aceleração da gravidade [m/s^2]
h	Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção [W/(m^2.K)]
H	Comprimento característico [m]
k	Condutividade térmica do fluido [W/(m.K)]
L	Tamanho do elemento construtivo [m]
$\dot{m}$	Vazão mássica [kg/s]
$\dot{m}'$	Vazão mássica por unidade de comprimento [kg/(m.s)]
$\vec{n}$	Vetor unitário normal à superfície [-]
N	Número de blocos inseridos no canal [-]
Nu_H	Número de Nusselt [hH/k]
p	Pressão [Pa]
Pr	Número de Prandtl [$\mu C_p/k$]
q	Taxa de Transferência de Calor [W]
q'	Taxa de Transferência de Calor por unidade de comprimento [W/m]
q''	Fluxo Térmico [W/m^2]
Re_H	Número de Reynolds [$\rho u_\infty H/\mu$]
t	Tempo [s]
T	Temperatura [K]

u	Velocidade na direção x
v	Velocidade na direção y
$\vec{v}$	Vetor velocidade [m/s]
V	Volume [m^3]
W	Profundidade do canal na direção z [m]

Símbolos Gregos

α	Difusividade térmica do fluido [m^2/s]
Γ	Coeficiente de difusão [-]
ΔP	Diferença de pressão [Pa]
μ	Viscosidade dinâmica do fluido [kg/(m.s)]
υ	Viscosidade cinemática do fluido [m^2/s]
ρ	Massa específica [kg/m^3]
φ	Razão entre a área ocupada e a área total de ocupação [-]
ψ	Quantidade escalar transportada [-]
S_ψ	Termo fonte de energia por unidade de volume [W/m^3]
∇	Operador gradiente [-]

Super Índices e Sub Índices

∞	Corrente livre
f	Face do volume de controle
L	Comprimento do canal [m]
VC	Volume de controle

LISTA DE ABREVIATURAS

AG	Algoritmo Genético
CDS	*Central Differencing Scheme*
CFD	*Computational Fluid Dynamics*
MDF	Método das Diferenças Finitas
MEF	Método dos Elementos Finitos
MVF	Método dos Volumes Finitos
PCHE	*Printed Circuit Heat Exchanger*
PPGEO	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica
SIMPLE	*Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations*
UDS	*Upstream Differencing Scheme*

1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão apresentados a motivação da pesquisa, um estado da arte com um conjunto de trabalhos realizados sobre o assunto a ser estudado, os objetivos da pesquisa bem como um delineamento do trabalho.

1.1. Motivação

Nas últimas décadas, trocadores de calor de microcanais têm sido desenvolvidos para atender às demandas da indústria por equipamentos de elevada taxa de transferência de calor em um pequeno volume. Estes trocadores são adequados quando os requisitos peso e espaço são importantes, como é o caso dos segmentos aeroespacial, naval e automotivo. Os mesmos são empregados nas indústrias alimentícia e química, e têm sido, ao longo dos anos, cada vez mais considerados como uma alternativa às tecnologias convencionais em plataformas de exploração de petróleo. Essa última é essencial para a vida moderna, pois além de serem as principais fontes de energia em todo o mundo, fornecem as matérias-primas para milhares de produtos de uso diário (Kelvion, 2021). Por isso a importância do estudo de trocadores de calor compactos para o segmento naval. Recentemente, os custos de fabricação diminuíram, espalhando seu emprego em outros campos como condensadores de resfriamento doméstico, indústria militar, nuclear e eletrônica (Chen e Ding, 2011; Naqiuddin *et al*., 2018). De acordo com Naqiuddin *et al*. (2018) o crescimento da indústria eletrônica depende da solução do problema de geração de calor e da garantia do bom funcionamento dos dispositivos eletrônicos, ilustrando a importância dos trocadores de calor de microcanais.

Um exemplo de trocadores de calor compactos são os do tipo Trocador de Calor de Circuito Impresso (PCHE) (Fig. 1.1). Tais permutadores de calor têm como principal vantagem o seu tamanho mais compacto e peso reduzido em comparação com permutadores do tipo casco e tubo (Fig. 1.2) ou de placas (Fig. 1.3). Além disso, suportam altas pressões e altas temperaturas, atendendo uma vasta gama de condições operacionais e por esses motivos vêm sendo adotados por indústrias de refinaria, petroquímicas e de processamento de hidrocarbonetos em cenários *offshore* e *onshore*, onde ocorrem cada vez mais restrições de espaço e peso para os equipamentos (Schelble, 2016). De acordo com Mortean (2017) esses dispositivos possuem excelente resistência mecânica obtida na interface de união e, com isso são capazes de suportar elevadas pressões de trabalho, que em algumas situações ultrapassam 500 bar. Essa alta capacidade de operação faz com que novos estudos venham a ser realizados para a otimização de sistemas complexos como fez recentemente Oliveira *et al.* (2020), que analisou novas correlações numéricas para a otimização da troca térmica e queda de pressão de um PCHE, aplicados a um sistema de resfriamento de um reator nuclear. Uma vez que a fabricação desses trocadores de calor permitiu o desenvolvimento de projetos ainda mais complexos e considerando a importância de uma alta troca de calor por unidade de volume nesse tipo de problema, a investigação do projeto se torna um assunto principal para melhorar ainda mais o desempenho e a compactação desses dispositivos.

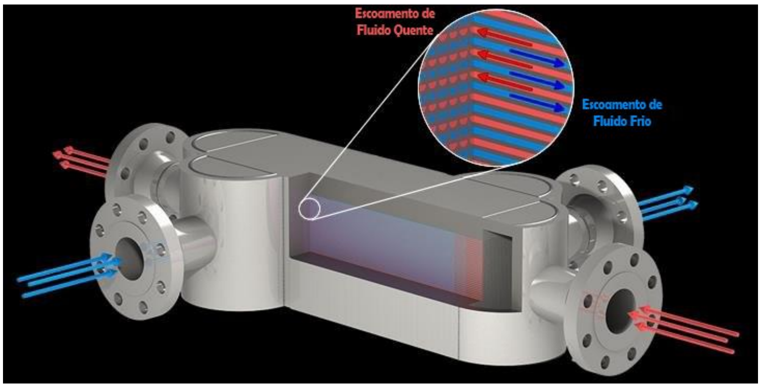

Figura 1.1 - Trocador de calor de circuito impresso (PCHE) com bocais (Fonte: Adaptado de VPE, 2020).

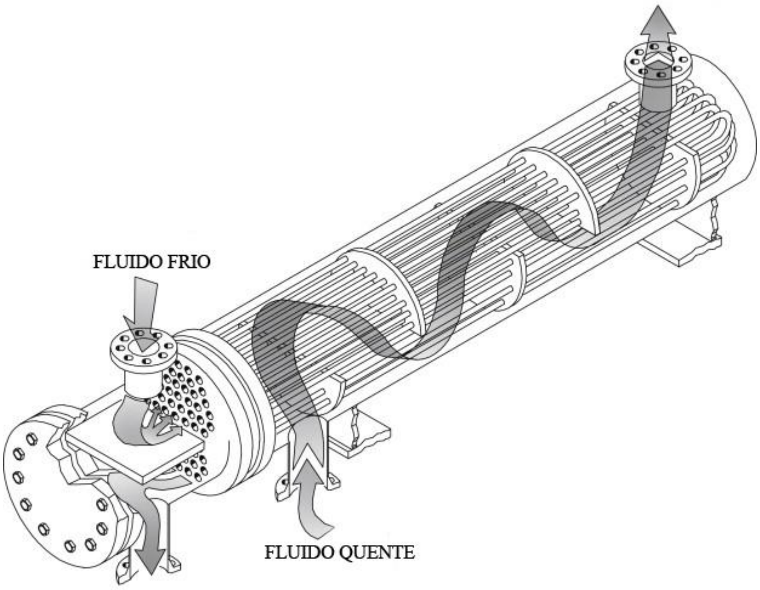

Figura 1.2 - Trocador de Calor do tipo casco e tubos (Fonte: Adaptado de Parisher e Rhea, 2012).

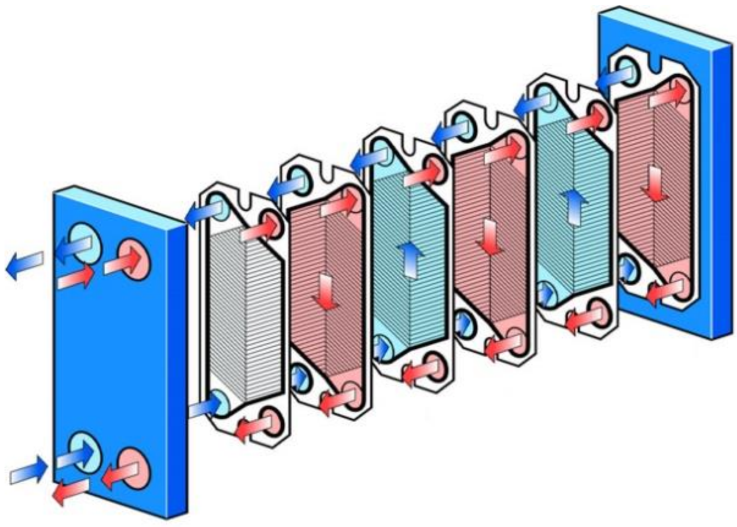

Figura 1.3 - Trocador de Calor de placas (Fonte: Alfa Laval, 2019).

A Figura 1.4 mostra o princípio de funcionamento de condensadores do tipo microcanais. O escoamento de fluido refrigerante entra no tubo de distribuição sendo distribuído entre os microcanais. Na condensação dos microcanais, o fluido refrigerante muda de fase devido à liberação de energia do escoamento de ar externo ao microcanal. Na região entre os microcanais, são instaladas aletas com o objetivo de aumentar a área de troca térmica e, consequentemente, a taxa de transferência de calor entre o ar e o fluido refrigerante nos microcanais (Rametta, 2007).

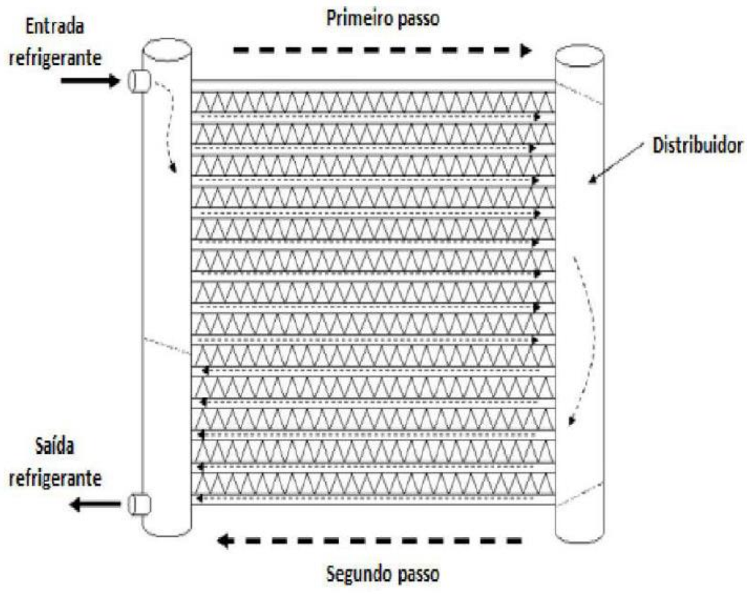

Figura 1.4 - Ilustração com o princípio de funcionamento de trocadores de calor do tipo microcanal (Fonte: Carrier, 2006).

O crescimento das tecnologias computacionais nos últimos anos fez com que a utilização da simulação numérica gerasse resultados de grande contribuição para trabalhos na área de engenharia. As ferramentas de simulação utilizam conhecidos métodos de solução numérica, como o método dos volumes finitos (o qual será utilizado neste trabalho) e o método dos elementos finitos, e conseguem se aproximar de resultados experimentais. Os baixos custos envolvidos com simulação numérica fazem desta uma boa alternativa quando comparada com a análise empregando equipamentos e instalações experimentais de alta qualidade, e são ainda opções mais atraentes quando é necessário testar várias configurações diferentes de um determinado sistema (Versteeg e Malalasekera, 1995).

A motivação para o presente estudo consiste em obter recomendações teóricas para o projeto de trocadores de calor do tipo microcanal através do desenvolvimento de um algoritmo de construção baseado na Teoria Construtal, ou seja, seguindo um princípio físico de maximização de acesso às correntes do escoamento/fluxo em um sistema de dimensões finitas.

1.2. Estado da Arte

Considerando a importância dos microcanais em muitas aplicações de engenharia, vários estudos foram desenvolvidos para investigar configurações geométricas predefinidas de formas de seção transversal dos canais ou geometria dos blocos montados. Qu e Mudawar (2002) realizaram um estudo numérico de escoamentos laminares (Re = 140, 700 e 1400) com convecção forçada, usando água como fluido de trabalho em microcanais de seção transversal retangular, com o objetivo de compreender a distribuição dos campos de temperaturas nos microtrocadores. Um código numérico baseado no método das diferenças finitas e no algoritmo SIMPLE foi desenvolvido para resolver as equações governantes. Como resultado foi observado que as temperaturas médias diminuem ao longo da direção do escoamento no sólido com o aumento do número de Reynolds, assim como são mais visíveis as diferenças entre os gradientes de temperatura na entrada e saída do canal.

Bello-Ochende *et al.* (2007) realizaram um estudo numérico sobre a otimização geométrica em microcanais com domínio tridimensional buscando minimizar o pico de temperatura entre as paredes e o escoamento de fluido refrigerante empregando a Teoria Construtal para definição das configurações a serem estudadas. As células unitárias avaliadas (Fig. 1.5), possuíam um volume de V = 0,1 mm³ a 0,9 mm³ e diferenças de pressão de 10 kPa a 75 kPa. Nesse estudo, foram avaliados o efeito da razão de aspecto entre o comprimento e altura de uma célula unitária do microcanal (L, t_1/t_2, t_2/t_3, H/G) e a influência da fração de volume de sólido do microcanal sobre o volume total do microcanal. Os resultados numéricos mostraram que a razão de aspecto ideal $(H/G)_{opt}$ aumenta conforme o aumento da diferença de pressão, mostrando que os graus de liberdade têm um forte efeito sobre a temperatura de pico e a máxima condutância térmica.

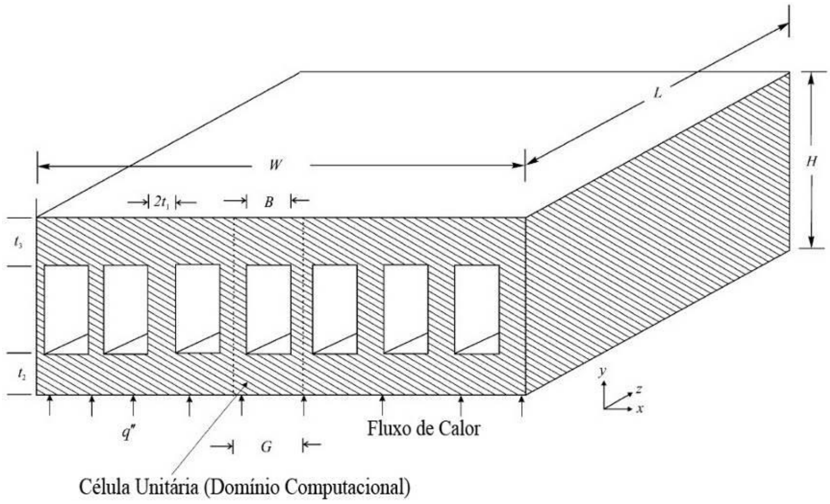

Figura 1.5 - Célula unitária computacional de microcanal de um dissipador de calor (Fonte: Adaptado de Bello-Ochende *et al.*, 2007).

Lee e Kim (2013) analisaram como a geometria interna de um PCHE influenciava seu desempenho térmico. Foram testados quatro formatos de seção transversal dos canais (semicircular, retangular, trapezoidal e circular), que podem ser vistos, com suas dimensões, na Fig. 1.6.

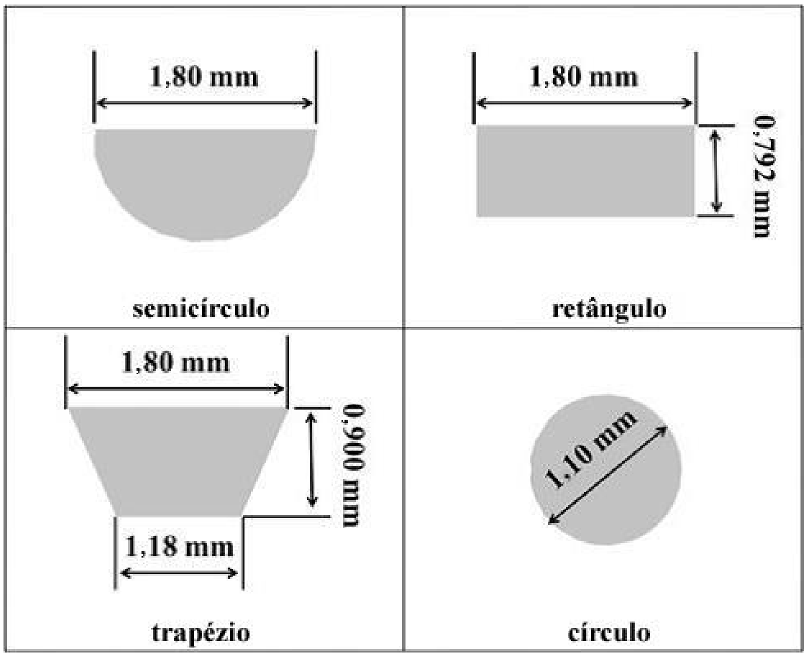

Figura 1.6 - Quatro formas de seção transversal do canal (Fonte: Adaptado de Lee e Kim, 2013).

Foram analisadas três variáveis, a eficiência térmica, a área de troca térmica e queda de pressão, onde se observou que o canal de formato de seção transversal retangular obteve o melhor valor para a eficiência, que foi definida por Lee e Kim (2013) como a razão entre a transferência de calor real e a máxima transferência de calor fisicamente possível do PCHE. Porém, essa geometria levou ao maior valor para queda de pressão. Os canais de seção transversal semicircular tiveram o valor de eficiência quase similar aos retangulares, uma área de troca térmica pouco inferior à dos canais retangulares e uma queda de pressão bem abaixo dos retangulares, sendo assim uma boa opção para ser adotada, segundo os autores.

Feijó *et al*. (2018) empregaram o método Design Construtal e a busca exaustiva para maximizar a troca de calor entre duas aletas retangulares montadas em superfícies alternadas de um canal (Fig 1.7) e minimizar a queda de pressão no canal. Foram considerados escoamentos com convecção forçada no regime laminar. Para o desempenho térmico, os resultados recomendaram a intrusão mais alta das aletas para maximizar a taxa de transferência de calor com o escoamento circundante, enquanto a configuração oposta é a melhor para minimizar a queda de pressão. Para a investigação multi-objetivo, a aleta a montante ideal é mais alta que a jusante, ou seja, uma configuração assimétrica para as aletas.

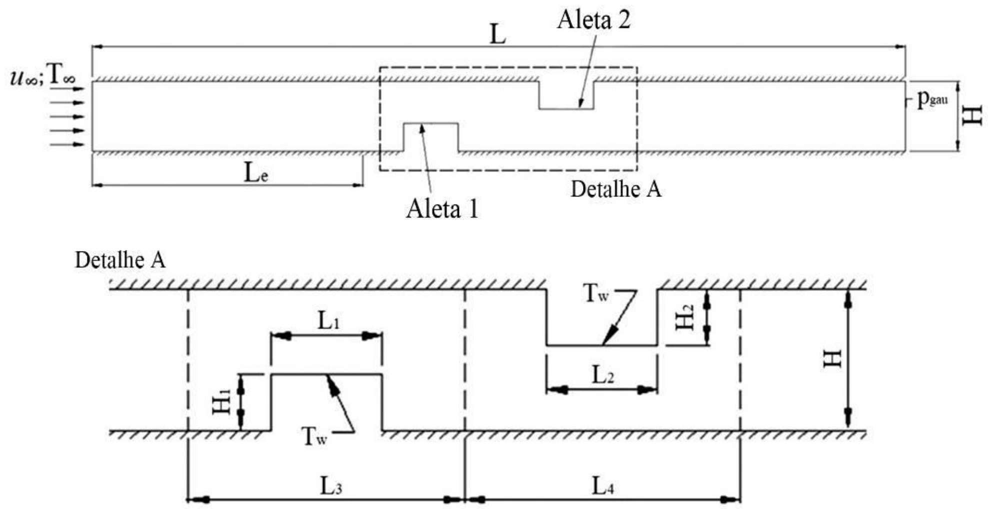

Figura 1.7 – Domínio computacional do canal com duas aletas introduzidas (Fonte: Adaptado de Feijó *et al*., 2018).

A otimização multi-objetivo de parâmetros de geometria de um dissipador de calor microcanal com canal de fluxo secundário (Fig. 1.8) foi realizada em Shi *et al*. (2019). O objetivo da otimização é minimizar a resistência térmica e o poder de bombeamento do dissipador de calor sob vazão mássica de água constante. Os efeitos da variável de projeto nas funções objetivo foram estudados numericamente e a análise de agrupamento K-médias foi aplicada para as soluções ótimas de Pareto. Os resultados mostraram que a variável de projeto α (proporção da largura do canal secundário para a largura do microcanal) tem a maior influência tanto na resistência térmica quanto na potência da bomba. A variável de projeto β (proporção da metade do passo do canal secundário para a largura do microcanal) tem menos influência nas funções objetivo. Na faixa γ (valor tangente do ângulo do canal secundário) estudada, a potência da bomba e a resistência térmica aumentam 6,9% e 17,1%, respectivamente.

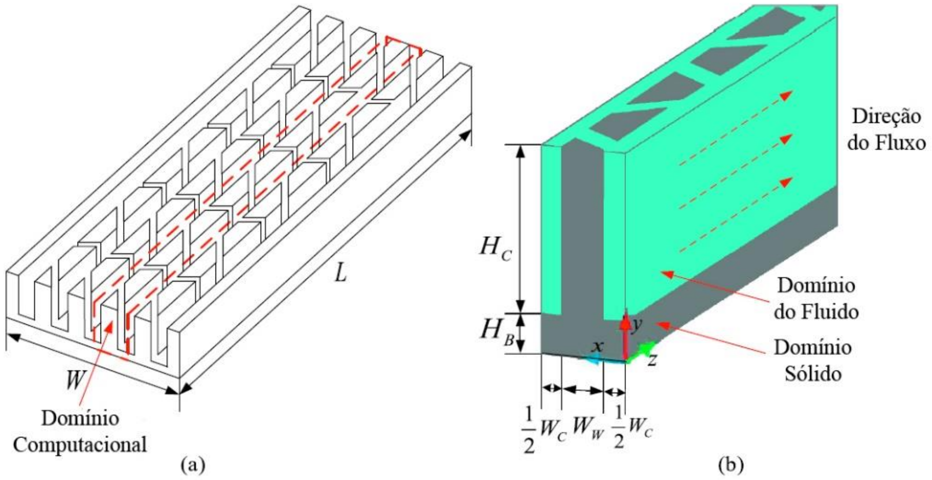

Figura 1.8 - Dissipador de calor de microcanal com canal de fluxo secundário. (a) Dissipador de calor de microcanal. (b) Domínio computacional do microcanal (Fonte: Adaptado de Shi *et al., 2019*).

Liu *et al*. (2020) apresentaram uma abordagem de otimização de topologia multi-objetivo, baseada em rede para canais de resfriamento. Esse procedimento de otimização permite cálculos aproximados, mas rápidos e de baixo custo em problemas de resfriamento interno forçado. Através de um Algoritmo Genético (AG) foram alcançados os tamanhos dos canais otimizados da região de resfriamento. Uma análise comparativa ilustrou que os resultados ótimos não são altamente dependentes das estruturas iniciais, ou seja, poucos ramos da rede são necessários para obter resultados ótimos aceitáveis. Recentemente, Dong e Liu (2021) também apresentaram um método de otimização de topologia multi-objetivo para problemas de transferência de calor por convecção, agora baseado em Navier-Stokes e equações de transporte de calor, onde a função de queda de pressão e a de energia térmica recuperável foram combinadas. Um algoritmo de Pareto foi construído visando fornecer as soluções ótimas. Os resultados mostraram que as diferenças entre as estruturas ótimas para fluido não newtoniano e fluido newtoniano são mais óbvias para um Reynolds baixo (Re = 0,01) e também o sangue (fluido não newtoniano) tem maior queda de pressão e melhor desempenho na transferência de calor do que a água (fluido newtoniano).

Alguns estudos têm se concentrado na definição de arranjos de obstáculos em canais sem uma forma predefinida. Daróczy *et al*. (2014) utilizou-se de arranjos com sete cilindros. Foi utilizado um AG (onde foram simulados mais de 140000 casos), visando encontrar numericamente uma disposição de tubos capaz de maximizar a troca de calor com a menor perda de pressão. O fluido considerado foi o ar e os demais parâmetros são apresentados junto ao domínio computacional na Fig. 1.9.

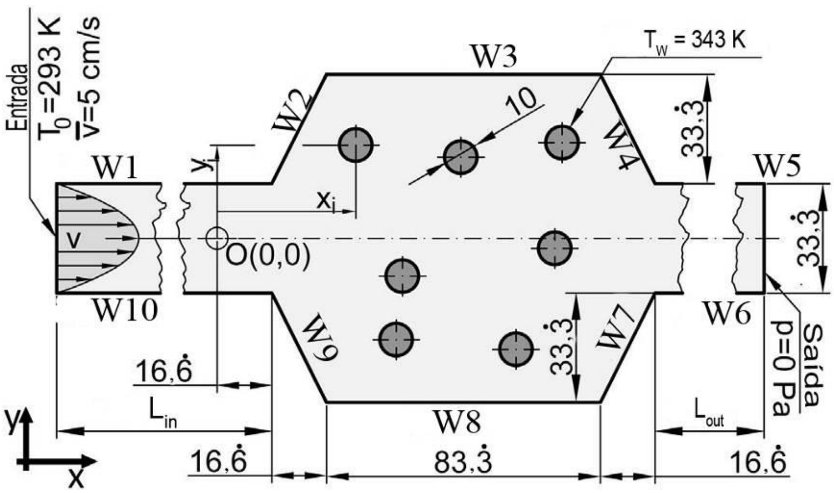

Figura 1.9 - Domínio do problema (Fonte: Adaptado de Daróczy *et al*., 2014).

Nesse trabalho apenas a configuração ótima final é o objeto de estudo, onde foi observado que não havia vantagem em adicionar restrições de busca ao problema, pois dificultava o progresso do algoritmo. Deixar o algoritmo pesquisar livremente no domínio foi computacionalmente mais eficaz. A Figura 1.10 mostra algumas geometrias ótimas encontradas.

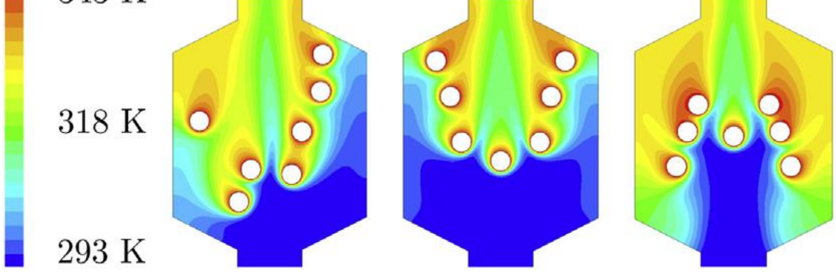

Figura 1.10 - Arranjos ótimos (Fonte: Daróczy *et al*., 2014).

Outros trabalhos mostraram a evolução de um problema com configuração geométrica pré-definida, como em Souza e Ordonez (2013), em que foi mostrado a evolução próximo a vias de alta condutividade ótimas em uma placa com geração interna de calor, onde o objetivo principal era minimizar a temperatura máxima da placa. As mesmas ideias foram aplicadas em Vianna *et al.* (2018) ao problema da cavidade isotérmica, com o desenvolvimento de um algoritmo geral para resolver problemas usando a Teoria Construtal. Esse tipo de algoritmo ainda foi apresentado nos trabalhos de Gouvêa *et al.* (2019), usado para otimizar a captura de luz em células solares e no trabalho de Avendaño *et al.* (2019), onde AG são combinados com a Teoria Construtal para resolver problemas de placas em vias condutivas, com geração interna de calor.

Recentemente, Pedrotti *et al*. (2020) estudaram numericamente a construção de um arranjo de matriz tubular aquecida sujeita a um escoamento convectivo externo forçado. A construção do arranjo foi realizada à luz da Teoria Construtal, posicionando cada tubo de maneira determinística, usando uma função para a construção do arranjo, dependente dos campos de velocidade e temperatura. Além disso, foram estudadas quatro distâncias mínimas diferentes entre os tubos e três diferentes números de Reynolds. A Figura 1.11 apresenta os resultados encontrados comparando essa variação da distância e do número de Reynolds para um mesmo número de tubos. Os resultados indicaram que as configurações ideais dependiam da distância mínima entre os tubos e do número de Reynolds, mostrando que a liberdade dada para o arranjo e a magnitude do escoamento têm forte influência sobre a configuração geométrica do arranjo de tubos estudados no problema.

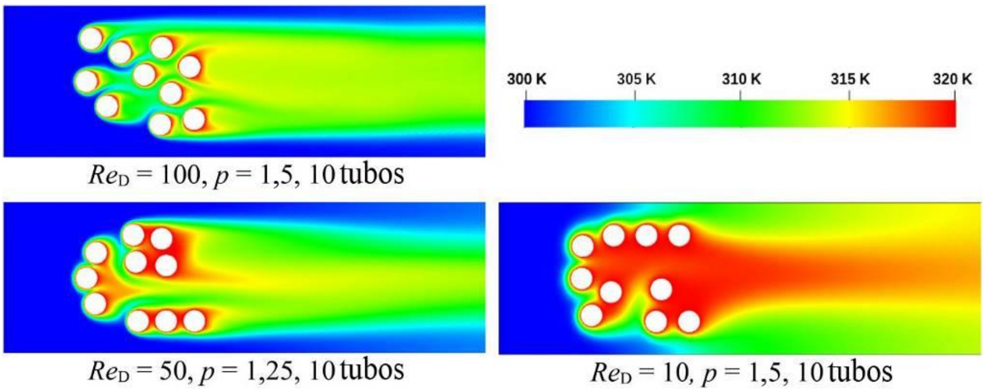

Figura 1.11 - Campos de temperatura para os arranjos otimizados encontrados (Fonte: Adaptado de Pedrotti *et al*., 2020).

No presente trabalho, a mesma metodologia empregada em Pedrotti *et al*. (2020) é aplicada com o objetivo de obter novas recomendações geométricas sobre a construção de blocos aquecidos em microcanais sujeitos a escoamentos laminares com transferência de calor por convecção forçada.

1.3. Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é abordar numericamente as configurações geométricas de blocos aquecidos inseridos em canais sujeitos a escoamentos com convecção forçada, que simulam trocadores de calor do tipo microcanal através da aplicação da Teoria Construtal.

1.3.1. Objetivos Específicos

O trabalho tem os seguintes objetivos específicos:

- desenvolver modelagem computacional específica baseada na Teoria Construtal para construção de um arranjo de blocos quadrados no domínio de microcanais sujeitos à convecção forçada;

- estudar a influência da resolução de subdomínios do sólido (elementos construtais) na montagem do arranjo de blocos e performance do sistema;

- propor recomendações teóricas relacionadas à distância mínima entre os blocos inseridos nas superfícies internas dos microcanais sobre as taxas de transferência de calor no dispositivo;

- avaliar a influência do número de Bejan (perda de carga) sobre as taxas de transferência de calor entre os blocos aquecidos e o escoamento com convecção forçada a menor temperatura e as construções geradas na construção dos blocos;

- comparar a formação geométrica do arranjo de blocos para diferentes posicionamentos do bloco inicial;

- comparar o comportamento fluidodinâmico e térmico dos escoamentos internos obtidos com os blocos inseridos.

1.4. Delineamento do Trabalho

O presente trabalho é organizado em sete capítulos:

- no Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica sobre o assunto, explicando os conceitos de Transferência de Calor por Convecção, a Teoria Construtal e uma Abordagem Numérica da Convecção, descrevendo os métodos de solução e os parâmetros adimensionais;

- no Capítulo 3 são discutidas a modelagem matemática e numérica do problema, apresentando a descrição do mesmo, bem como a forma de construção do canal. São apresentados os procedimentos numéricos como também o teste de independência de malha e a verificação do modelo numérico;

- no Capítulo 4 são apresentados os principais resultados obtidos através das simulações numéricas;

- no Capítulo 5 são apresentadas as conclusões do trabalho;

- no Capítulo 6 são apresentadas propostas de continuidade para futuros trabalhos assim como trabalhos desenvolvidos;
- no Capítulo 7 são apresentadas as referências bibliográficas citadas neste trabalho.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo serão apresentados os conceitos básicos sobre transferência de calor por convecção e a abordagem numérica da convecção, que serão utilizados nesse trabalho.

2.1. Transferência de Calor por Convecção

O mecanismo de transferência de calor ocorre pela diferença da temperatura entre dois meios, que acontece espontaneamente do meio mais quente para o mais frio. Na transferência de calor por convecção, parte da energia transferida (causada pela diferença de temperaturas) ocorre pelo movimento molecular do fluido denominado de difusão (na região próxima à parede) em associação com a troca térmica causada pelo movimento global do fluido que ocorre em regiões mais afastadas da parede na região da camada limite (transporte advectivo de energia) (Bejan, 2013).

O movimento do fluido aumenta a transferência de calor, colocando mais partes quentes e frias do fluido em contato, iniciando altas taxas de difusão com maior número de pontos no fluido. Por isso, a taxa de transferência de calor através de um fluido é bem mais elevada por convecção que puramente por difusão (Çengel e Ghajar, 2012).

A lei do resfriamento de Newton descreve a transferência de calor por convecção entre uma superfície e um fluido, de forma que o fluxo térmico q'' [W/m^2] seja definido através da seguinte expressão (Bejan, 2013):

$$q'' = h(T - T_\infty) \tag{2.1}$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção [W/(m^2.K)], T representa a distribuição de temperatura do fluido [K] e T_∞ representa uma temperatura de referência do escoamento [K], que pode ser uma temperatura média em escoamentos internos ou temperatura de corrente livre em escoamentos externos.

Próximo à superfície, a camada de fluido tem a mesma velocidade que a superfície, fazendo com que o fluxo de calor seja dominado pela difusão, sendo esta estabelecida pela Lei de Fourier (Bejan, 2013):

$$q'' = -k\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=0} \tag{2.2}$$

onde k é a condutividade térmica do fluido [W/(m.K)] e $\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=0}$ é o gradiente de temperatura na superfície.

Igualando as Eqs. (2.1) e (2.2), o coeficiente de transferência de calor por convecção (h) pode ser definido como (Bejan, 2013):

$$h = -k\frac{\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=0}}{(T - T_{\infty})} \tag{2.3}$$

O problema fundamental da transferência de calor por convecção é a determinação do valor de h para o caso em análise, especialmente para geometrias complexas. Em geral, h é função de um grande número de variáveis, tais como as propriedades de transporte do fluido (viscosidade, massa específica, condutividade térmica, calor específico), geometria de contato, mecanismo motriz (convecção forçada, natural e mista) e intensidade (laminar ou turbulento) do escoamento (Çengel e Ghajar, 2012).

A transferência de calor por convecção forçada é um mecanismo onde o escoamento é causado por meios externos, como por exemplo um ventilador, uma bomba ou ventos atmosféricos (Bejan, 2013). No entanto, em qualquer situação de convecção forçada, uma certa quantidade de convecção natural está sempre presente, como é possível ver na Fig. 2.1. Na convecção natural, o mecanismo motriz do escoamento é causado pela diferença de massa específica gerada com a diferença do campo de temperaturas, porém há casos onde as forças de empuxo (oriundas da convecção natural) são ordens de grandeza inferiores às forçantes externas, podendo-se assumir que o escoamento ocorre apenas por convecção forçada. Já a convecção mista engloba tanto características de convecção natural quanto de convecção forçada (Incropera *et al.*, 2008). Na Figura 2.1(a) é ilustrado um caso onde a convecção forçada é dominante e na Fig. 2.1(b) um caso onde a convecção ocorre dominantemente por convecção natural.

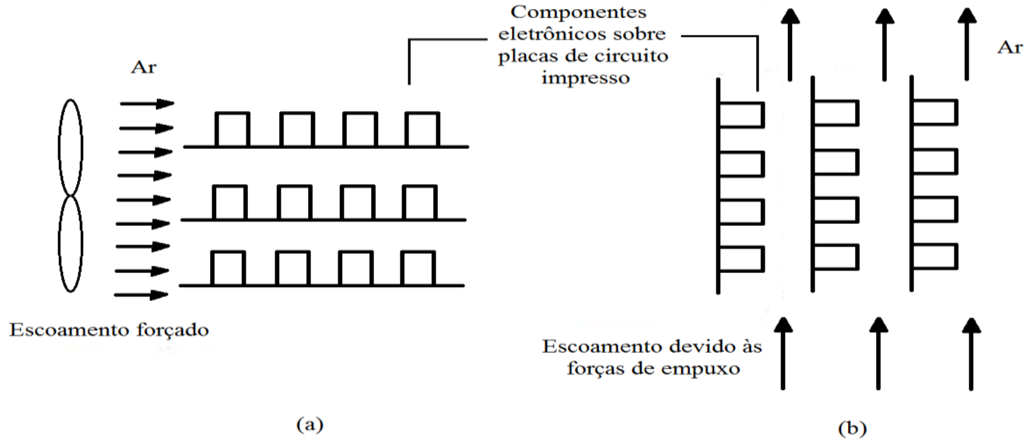

Figura 2.1 - Processos de transferência de calor por convecção: (a) Convecção Forçada. (b) Convecção Natural (Fonte: Incropera *et al.*, 2008).

O coeficiente de transferência de calor também é determinado conforme a intensidade do escoamento. Escoamentos no regime laminar tendem a ser mais fáceis de analisar do ponto de vista térmico devido ao menor grau de movimentação e maior organização do escoamento. Em escoamentos no regime turbulento tende a ser muito mais difícil, obviamente, devido à alta complexidade do escoamento (Bejan, 2013).

2.1.1. Parâmetros adimensionais

Os parâmetros adimensionais possuem interpretações físicas relacionadas às condições do escoamento de forma a arranjar as variáveis que se combinam em números adimensionais (Bejan, 2013). Alguns parâmetros são usados para definir o escoamento a ser abordado ou mesmo o comportamento físico do escoamento com convecção (como os números de Reynolds, Bejan e Prandtl) e outros parâmetros adimensionais são usados para quantificar a transferência de calor (como por exemplo o número de Nusselt).

O número de Reynolds (Re_H) expressa o regime de escoamento de um fluido sobre uma determinada superfície. Tal número adimensional é uma medida da razão entre as forças de inércia de um elemento fluido e os efeitos viscosos no elemento (Munson, 2004), mostrando se o escoamento é laminar, transitório ou turbulento e é determinado por:

$$Re_H = \frac{\rho u_\infty H}{\mu} \tag{2.4}$$

onde ρ é a massa específica do fluido [kg/m^3], u_∞ é a velocidade do escoamento [m/s], H é o comprimento característico do domínio do escoamento [m] e μ é a viscosidade dinâmica do fluido [kg/(m.s)].

O número de Bejan (Be_L) expressa a relação entre forças de pressão e forças viscosas, sendo determinado por (Bejan, 2013):

$$Be_L = \frac{\Delta P L^2}{\mu \alpha} \tag{2.5}$$

onde ΔP é a diferença de pressão [Pa], L é o comprimento do canal [m] e α é a difusividade térmica [m^2/s], que representa a velocidade com que o calor se difunde por um material, definida por (Bejan, 2013):

$$\alpha = \frac{k}{\rho c} \tag{2.6}$$

onde c é o calor específico [J/(kg.K)].

O número de Prandtl (Pr) expressa a espessura relativa das camadas limite fluidodinâmica e térmica (Incropera *et al.*, 2008), e é determinado por:

$$Pr = \frac{\mu c}{k} \tag{2.7}$$

O número de Nusselt (Nu_H) expressa o aumento da transferência de calor através da camada de fluido como resultado da convecção em relação à condução (Incropera *et al.*, 2008), e é determinado por:

$$Nu_H = \frac{hH}{k} \tag{2.8}$$

2.2. Teoria Construtal

A Teoria Construtal relaciona a forma das estruturas naturais de fluxo/escoamento em sistemas de dimensões finitas com um princípio físico de maximização de acesso. Esse princípio físico foi chamado por Bejan (1997) como a Lei Construtal que diz: "para que um sistema de fluxo/escoamento aberto de tamanho finito persista no tempo, este deve evoluir de tal forma que forneça o mais fácil acesso às suas correntes de fluxo/escoamento". Com isso, a forma dos sistemas de fluxo/escoamento evoluem de forma a facilitar o acesso às correntes internas do sistema.

A Lei Construtal não corresponde a uma lei de minimização, maximização ou otimização, e também não procura definir uma forma exata para um determinado objeto ou sistema. Tal Lei entende que a forma deve apresentar constante evolução ao longo do tempo, propiciando uma maior distribuição das correntes que fluem através de um sistema termodinâmico (Bejan e Lorente, 2013). Essa evolução é um comportamento natural que ocorre de modo a reduzir as imperfeições ao longo do tempo, sendo essa tendência de escoar com melhores configurações definida em Bejan (2000) como o princípio da "ótima distribuição das imperfeições".

Outras formas de reduzir a imperfeição ao longo do tempo são descritas em Bejan e Lorente (2008), como o princípio da distribuição das escalas de estruturas do design em poucos grandes e muitos pequenos (*Few Large and Many Small*), assim como o princípio da distribuição do ritmo (poucos grandes com baixa frequência e muitos pequenos com larga frequência), introduzido em Bejan (2016). Esses princípios partem da exemplificação de que uma área coberta com árvores de vários tamanhos é uma área coberta com fontes de massa fluida ($\dot{m}_i$), onde cada $\dot{m}_i$ é proporcional ao diâmetro da área circular que lhe foi atribuída. Da Lei Construtal de maximização do acesso ao escoamento de fluido solo-ar segue o desenho da floresta. O princípio é transformar o projeto da área em um projeto com fontes de massa de modo que a taxa de escoamento do fluido elevado de uma área é a maior. Com isso, segue a previsão de que a floresta deve ter árvores de muitos tamanhos, poucas árvores grandes intercaladas com numerosas árvores menores.

A Teoria e a Lei Construtal podem ser aplicadas em diversas áreas onde há variação das formas geométricas, como: biofísica, geofísica, sistemas naturais e na engenharia. Algumas dessas aplicações são mostradas em Dos Santos *et al*. (2017), onde foram desenvolvidos estudos em problemas onde a forma geométrica é pré-definida, como em Plantas de Energia de Chaminé Solar, sistemas de Coluna de Água Oscilantes e em Trocadores de Calor Solo-Ar. Esses estudos são de extrema relevância pois, ainda segundo Dos Santos *et al*. (2017), a sociedade está aumentando e a necessidade de aumentar a energia disponível, para uma melhor qualidade de vida em geral, passa pela investigação de energias limpas e renováveis. Também em Estrada *et al*. (2020), foi mostrado uma evolução do estudo de cavidades, que abrangem um elevado conjunto de aplicações em problemas de transferência de calor como resfriamento de dispositivos eletrônicos, hastes em reatores nucleares, entre outros.

2.3. Abordagem Numérica da Convecção

No âmbito da transferência de calor por convecção, os métodos tradicionais para a solução numérica das equações diferenciais que governam o problema são os Métodos das Diferenças Finitas (MDF), de Elementos Finitos (MEF) e Volumes Finitos (MVF) (Maliska, 2004).

O MDF é o método mais antigo na área de equações diferenciais, que se acredita ter sido introduzido por Euler no século XVIII. Possui vantagem de aplicação para geometrias mais simples e de malha estruturada, mínima exigência de memória computacional e baixo tempo de processamento. Como desvantagem, o mesmo apresenta dificuldades na simulação de geometrias complexas (Ferziger e Peric, 2002). A aproximação das derivadas é obtida através da expansão em série de Taylor ou aproximação polinomial.

O MEF teve seus desenvolvimentos fundamentais na área de elasticidade, empregando malhas não-estruturadas do tipo triangular, o que permite que problemas em geometrias complexas possam ser resolvidas. Em meados da década de 70, após tentativas sem sucesso de implantar ferramentas para tratar os termos advectivos, o MEF conseguiu ser utilizado na mecânica dos fluidos, quando se empregaram funções do tipo Petrov-Galerkin (que ponderam os efeitos difusivos e advectivos) na metodologia para o tratamento dos termos advectivos não lineares (Maliska, 2004). As principais vantagens da utilização deste método com relação aos demais são a maior facilidade de simulação de escoamentos em geometrias complexas e a possibilidade de imposição de condições de contorno não convencionais.

O Método dos Volumes Finitos (MVF), utilizado na solução numérica deste trabalho, é uma técnica que transforma equações diferenciais parciais, que representam as leis de conservação, em equações algébricas discretas sobre volumes finitos. Primeiramente é feita a discretização da geometria do domínio, em volumes finitos, como mostrado na Fig. 2.2. As equações diferenciais parciais são então transformadas em equações algébricas por integração sobre cada volume discreto. Esse sistema gerado é então resolvido numericamente para que sejam encontrados os valores das variáveis dependentes de cada um dos volumes (Maliska, 2004). No MVF, o fluxo que sai através de uma face de um determinado volume é idêntico ao que entra no volume adjacente, fazendo assim o método ser conservativo. Esta propriedade inerente faz o MVF ser o preferido em *Computational Fluid Dynamics* (CFD) (Moukalled *et al.*, 2016). Outra importante característica é que ele pode ser usado em um espaço físico com malhas não-estruturadas. No MVF, as condições de contorno podem ser implementadas em uma variedade de formas já que as variáveis desconhecidas são consideradas nos centroides dos volumes, e não nas faces como ocorre no MEF. Estas características fazem o MVF ser bastante adaptável para a simulação numérica de aplicações envolvendo escoamentos de fluidos e transferência de calor e massa (Versteeg e Malalasekera, 1995).

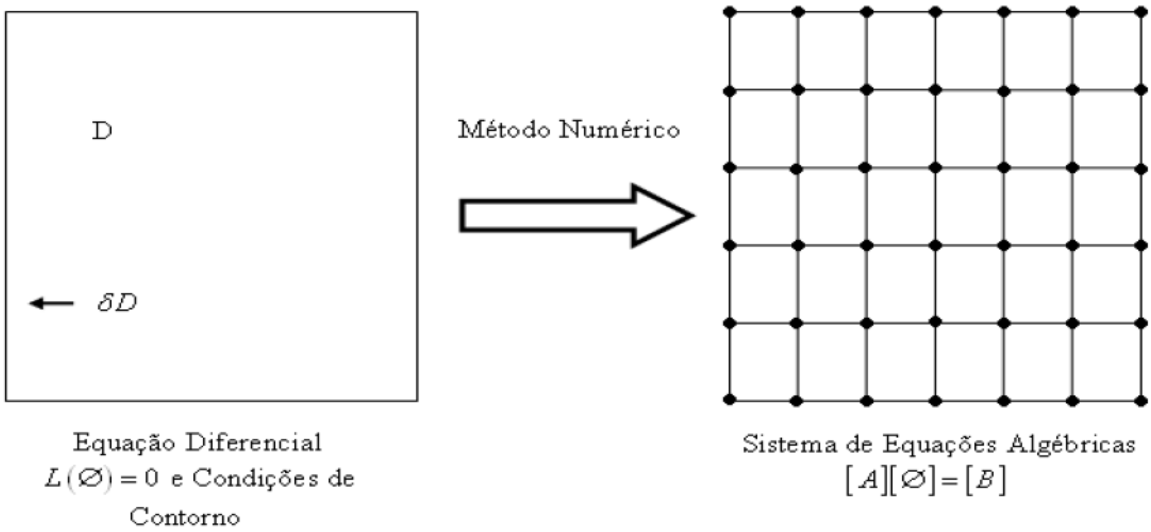

Figura 2.2 - Discretização para método numérico (MVF) (Fonte: Maliska, 2004).

2.3.1. Funções de interpolação e Acoplamento Pressão-Velocidade

Para resolver problemas através do MVF é necessário fazer a seleção de diferentes métodos de iteração numérica. Através dos volumes finitos, o software armazena valores discretos em nós nos centros das células. Porém, os valores das faces são necessários para os termos advectivos da solução. Nesse contexto entram as funções de interpolação, as quais tem a função de conectar os pontos nodais buscando o menor erro possível e que, ao mesmo tempo, não envolva muitos pontos nodais para não criar uma matriz com estrutura muito complexa (Maliska, 2004).

As duas funções de interpolação mais usadas nos problemas advectivo/difusivo são o *Central Differencing Scheme* (CDS) e o *Upstream Differencing Scheme* (UDS) ou mais conhecido como *Upwind*. O CDS é o mais lembrado por ser de 2ª ordem, porém manter os coeficientes positivos é uma característica desejada para qualquer método numérico e a função CDS apresenta, quase sempre, coeficientes negativos na aproximação dos termos advectivos. A presença de coeficientes negativos traz de imediato duas dificuldades. A primeira está associada à natureza do método iterativo usado para a solução do sistema linear. Se esse método não for robusto a solução poderá divergir. A segunda está vinculada à ordem de aproximação da função de interpolação. Aproximações de alta ordem, como o CDS, nos termos advectivos, quando esses forem dominantes, geram instabilidades, produzindo soluções que apresentam oscilações numéricas em regiões de grandes gradientes. A maneira de evitar o coeficiente negativo é usar outra aproximação para o termo advectivo. Uma aproximação de primeira ordem, como *Upwind*, resolve o problema. Os esquemas *Upwind* produzem soluções fisicamente coerentes, mas têm a propriedade de suavizar os altos gradientes (difusão numérica), por serem dissipativos (Maliska, 2004). Para o presente trabalho, é escolhido o método *Upwind* de segunda ordem, pois introduz menos difusão numérica.

Outra questão a ser analisada na resolução do problema é o acoplamento pressão-velocidade, que surge quando da solução de escoamentos incompressíveis. Neste tipo de problema as variáveis a determinar são as componentes do vetor velocidade (nas direções x, y e z) e a pressão. A forma escalar da equação da quantidade de movimento fornece uma equação para a solução de cada componente de velocidade, restando apenas a equação da conservação da massa para o cálculo da pressão. A dificuldade está no fato de que a pressão não aparece explicitamente na equação da conversação da massa. Depois de discretizadas, cada equação de conservação geral formam um sistema de equações algébricas que precisa ser resolvido numericamente.

Ainda segundo Maliska (2004), a primeira decisão a ser tomada é quanto à natureza da solução: segregada ou acoplada. A solução acoplada e direta dos sistemas de equações algébricas cria uma única matriz envolvendo todas equações (de todas as equações diferenciais discretizadas) e resolvendo todas as incógnitas simultaneamente. O problema do acoplamento entre as variáveis desaparece, restando apenas as não-linearidades, que são consideradas resolvendo-se esse sistema iterativamente, atualizando-se a matriz dos coeficientes até a convergência. No entanto, a alternativa mais utilizada é a solução segregada dos sistemas de equações, isto é, resolver os sistemas lineares (referente a cada equação diferencial) um a um, atualizando os coeficientes. Optando-se pela solução segregada, torna-se necessário o desenvolvimento de algoritmos capazes de lidar com o problema do acoplamento pressão-velocidade. Nestes algoritmos é criada uma equação para pressão que permite que o processo iterativo avance, respeitando a conservação de massa. Para este estudo utilizou-se o método SIMPLE (*Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations*), onde nele a pressão p entra como uma soma da melhor estimativa da pressão disponível, p^*, mais uma correção p', que é calculada para satisfazer a equação da continuidade.

3. MODELAGEM MATEMÁTICA E NUMÉRICA

Nesta seção serão apresentados a descrição do problema, a metodologia de construção do canal com os blocos aquecidos e os parâmetros numéricos empregados para a realização das simulações.

3.1. Descrição do Problema

Como forma de resolver o problema, é realizada a montagem de um arranjo de blocos quadrados conforme o posicionamento ótimo obtido a cada passo de um algoritmo de construção utilizado, submetidos a um escoamento com transferência de calor por convecção forçada. Além disso, considera-se que o escoamento é laminar, incompressível, no regime permanente e em um domínio bidimensional. No presente trabalho foram analisadas a influência da magnitude do escoamento (variando o número de Bejan em Be_L = 2,54 x 10^4; 25,4 x 10^4 e 123,3 x 10^4), do distanciamento mínimo entre os centros dos blocos obtidos pela razão entre a distância entre os centros dos blocos (D) e o tamanho do elemento construtivo (L), para os valores: D/L = 1, 1,5; 2 e 2,5. Foi analisada também a influência de L, mantendo um distanciamento D/L = 1,5 constante, para três valores: L = 2,5 mm, 5 mm e 7,5 mm e por último, a influência do distanciamento entre os centros dos blocos de L = 5 mm, com o primeiro bloco centralizado na área de ocupação. O canal tem altura e comprimento de H = 30 mm e C = 190 mm, respectivamente. No que diz respeito à inserção dos blocos, é predefinida uma área de ocupação de 30 mm × 30 mm), como mostra a Fig. 3.1. Para quase todos os casos investigados, o primeiro bloco tem seu posicionamento predefinido na superfície inferior da cavidade (x_1 = 32,5 mm; y_1 = 2,5 mm, para L = 5 mm) e as demais seguem uma função de construção definida como função dos campos de velocidade e temperatura. Para o último conjunto de casos, que será apresentado na seção 4.4, considerou-se o primeiro bloco centralizado na área de ocupação do canal, mais precisamente com centro localizado nas coordenadas: x_1 = 45 mm e y_1 = 15 mm.

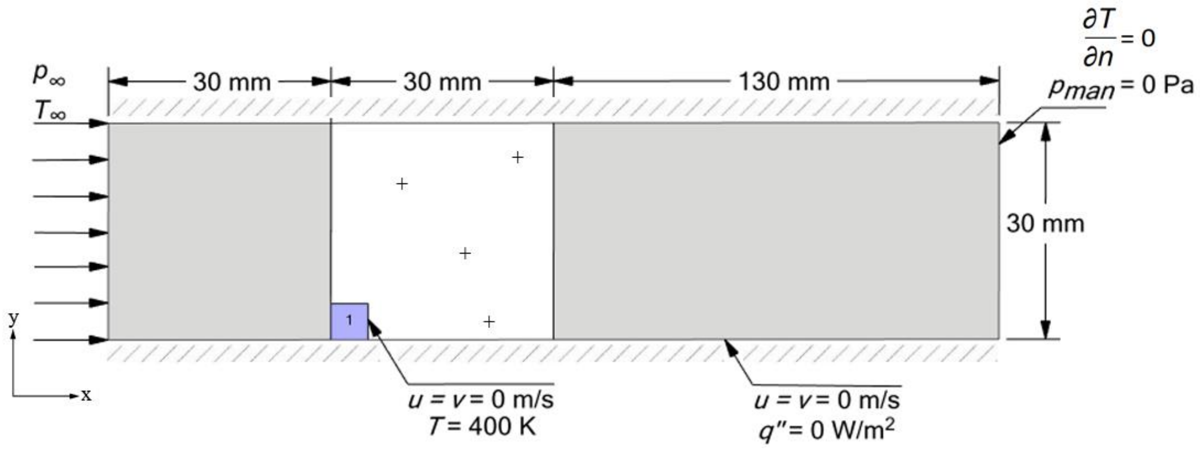

Figura 3.1- Domínio do problema para a construção do arranjo de blocos com primeiro bloco no canto inferior esquerdo da área de ocupação.

Na entrada do domínio computacional é imposta a condição de pressão prescrita p_∞, conforme o Be_L analisado, e temperatura prescrita T_∞ = 300 K. Os blocos inseridos no domínio são mantidos com temperatura constante igual a 400 K. As paredes do canal são consideradas isoladas termicamente (fluxo térmico nulo) e com condição de não deslizamento e impermeabilidade. Na saída do canal é considerada pressão manométrica nula e derivada nula da temperatura na direção do escoamento. O movimento do fluido, que nesse caso é considerado o ar com um número de Prandtl de Pr = 0,71, é causado por essa imposição de diferentes pressões na entrada e saída do canal. As propriedades físicas do ar utilizadas para o cálculo de Be_L são: k = 0,0242 [W/(m.K)], ρ = 1,225 [kg/m^3], c = 1006,43 [J/(kg.K)] e μ = 1,7894 x 10^{-5} [kg/(m.s)].

A seguir são mostradas as equações governantes do problema (Bejan, 2013) para o escoamento incompressível, laminar, no regime permanente com transferência de calor por convecção forçada em um domínio bidimensional. A massa específica não varia ao longo do tempo $(\partial\rho/\partial t = 0)$ e do espaço (constante). Tendo u e v como as componentes escalares das velocidades nas direções x e y, a equação da conservação da massa na forma escalar fica:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{3.1}$$

O escoamento é dominado pela convecção forçada e não há forças externas ($\vec{F}$ = 0). Com isso, as equações da conservação da quantidade de movimento nas direções x e y são expressas por:

$$u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{p}\frac{\partial p}{\partial x} + \upsilon\left(\frac{\partial^2 \mathrm{u}}{\partial \mathrm{x}^2} + \frac{\partial^2 \mathrm{u}}{\partial \mathrm{y}^2}\right) \tag{3.2}$$

$$u\frac{\partial \mathrm{v}}{\partial \mathrm{x}}+v\frac{\partial \mathrm{v}}{\partial \mathrm{y}}=-\frac{1}{p}\frac{\partial \mathrm{p}}{\partial \mathrm{y}}+\upsilon\left(\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial \mathrm{x}^2}+\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial \mathrm{y}^2}\right) \tag{3.3}$$

Considerando que não há fontes de energia no domínio do escoamento (q''' = 0 W/m³). A equação da conservação da energia é dada por:

$$u\frac{\partial \mathrm{T}}{\partial \mathrm{x}}+v\frac{\partial \mathrm{T}}{\partial \mathrm{y}}=\alpha\left(\frac{\partial^2 \mathrm{T}}{\partial \mathrm{x}^2}+\frac{\partial^2 \mathrm{T}}{\partial \mathrm{y}^2}\right) \tag{3.4}$$

onde x e y são as coordenadas espaciais [m], p é a pressão [N/m^2], T é a temperatura [K], υ é a viscosidade cinemática [m^2/s] e α é a difusividade térmica [m^2/s].

3.2. Construção do Canal

No presente problema o arranjo de blocos é construído em vez de empregar uma configuração predefinida. A primeira configuração consiste em um bloco inserido na superfície inferior da cavidade e cada novo bloco é governado por uma função de construção baseada nos campos dinâmicos e térmicos do escoamento. Cabe destacar que, na seção 4.4 desse trabalho, foi realizado um estudo onde o bloco inicial é montado no centro e à esquerda da área de ocupação do canal com o propósito de investigar a influência da posição inicial sobre a construção do arranjo. Aqui é realizada uma tentativa de mostrar como a forma pode crescer deterministicamente em sistemas de fluxo/escoamento. Um problema de transferência de calor é usado para representar o sistema de fluxo/escoamento mas o mesmo princípio pode ser extrapolado para outros sistemas de fluxo/escoamento, como por exemplo, os encontrados na natureza (Bejan, 2000; Bejan e Lorente, 2013; Bejan, 2016).

Para realizar este processo foi elaborada uma função onde duas grandezas são consideradas, a velocidade e a temperatura. O parâmetro de performance do sistema é maximizar a transferência de calor entre os blocos aquecidos e o escoamento circundante a baixa temperatura por unidade de profundidade, o que pode ser dado por:

$$q'=\frac{hA\Delta T}{W}=\dot{m}'c(T_{out}-T_{\infty}) \tag{3.5}$$

onde q' é a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento [W/m], h o coeficiente de transferência de calor por convecção [W/(m^2.K)], A é a área de troca térmica dos blocos [m^2], W é a profundidade do canal na direção z [m], $\dot{m}'$ é a vazão mássica por unidade de comprimento [kg/(m.s)] e T_{out} é a temperatura média na saída do canal [K].

A taxa de transferência de calor por unidade de comprimento depende da área de troca de calor, do coeficiente de transferência de calor por convecção e da diferença de temperatura. A área é aumentada com a inserção de novos blocos, e não será considerada na função de construção. Uma vez que o coeficiente h para escoamentos convectivos forçados depende do número de Reynolds e do gradiente de temperatura, a mesma função utilizada em Pedrotti (2015) é aqui estabelecida como uma função dos campos de velocidade e temperatura por:

$$f = \frac{U}{u_\infty}\left(\frac{T_f - T}{T_f - T_\infty}\right) \tag{3.6}$$

sendo U a magnitude da velocidade em pontos discretos do escoamento [m/s], u_∞ é a velocidade no escoamento na entrada do canal [m/s], T_f a temperatura dos blocos [K] e T a temperatura do escoamento em pontos discretos dentro da área de ocupação [K].

Leva-se em consideração aqui que a posição em que a variável f é máxima representa o ponto de maior potencial para a inserção de um novo bloco. No entanto, a construção deve respeitar as restrições estabelecidas para o problema. Além disso, os blocos não podem ser montadas em posições sobrepostas.

Assim como em Pedrotti (2015), para a formação do arranjo foi elaborado um algoritmo com o objetivo de estabelecer os passos a serem usados na construção do arranjo de blocos com a Teoria Construtal. Considerando a região de ocupação dos blocos (Fig. 3.1) constante, a solução do algoritmo é representada nos seguintes passos:

1. definir a função de construção f;
2. definir as dimensões da área de ocupação (A_{oc});
3. definir a dimensão dos blocos (resolução dos elementos construtais do arranjo) inseridos na área de ocupação;
4. definir a posição do primeiro bloco;
5. realizar a solução térmica e fluidodinâmica do problema;
6. calcular o campo escalar de f no domínio do canal;
7. calcular a coordenada onde f é máximo respeitando a distância mínima entre os blocos;
8. gerar um novo domínio com um novo bloco colocado na posição em que f máximo é encontrado;

9. voltar para etapa 5 enquanto for possível adicionar um novo bloco quadrado, ou seja, até o arranjo preencher a área de ocupação.

3.3. Procedimentos Numéricos

Foram utilizadas ferramentas computacionais baseadas em CFD para a realização do estudo numérico deste trabalho. Com elas é possível realizar análises de sistemas envolvendo escoamento de fluidos e transferência de calor através de modelação numérica, ou seja, recorrendo a meios computacionais (Maliska, 2004). Tais simulações possibilitam recriar as condições do problema e suas características, térmicas, físicas, químicas e, ainda, permitem alterar e ajustar qualquer parâmetro conhecido. Ainda segundo Versteeg e Malalasekera, (1995), para a solução de problemas através destas simulações numéricas, é preciso mencionar três elementos principais: pré-processamento, processamento (solução) e pós-processamento.

No presente estudo, o software *Design Modeler* foi utilizado para o pré-processamento do problema, onde é realizada a geração do domínio computacional, e o software *Meshing* na discretização da malha para o domínio e também definição dos tipos de condições de contorno nas fronteiras.

Já a imposição das condições de contorno e inicial, e a solução das equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, etapa conhecida como processamento, foi obtida com o software Fluent versão 14 (FLUENT, 2013). Este utiliza o Método dos Volumes Finitos (MVF), que pode ser aplicado a qualquer malha, por adaptar-se a geometrias complexas e ser um método conservativo. Para a discretização dos termos advectivos da equação de transporte foi escolhido o método *Upwind* de segunda ordem, pois introduz menos difusão numérica. Para o tratamento do acoplamento pressão-velocidade utilizou-se o método SIMPLE. Além disso, as soluções são consideradas convergentes quando os resíduos de massa, velocidades nas direções x e y e temperatura são inferiores a 10^{-6}. O pós-processamento será realizado no mesmo software e também no SigmaPlot®, através de ferramentas de plotagem de gráficos e geração de tabelas de dados.

3.4. Teste de Independência de Malha e Verificação do Modelo Numérico

O teste de independência de malha foi realizado construindo uma malha mais grosseira e são gerados os resultados iniciais. O domínio computacional foi espacialmente discretizado em volumes retangulares. Após isso, foram feitos refinamentos na malha, até que a malha não interfira mais no resultado, ou seja, esta interferência esteja dentro de um nível de tolerância. O parâmetro selecionado para a independência da malha é a diferença relativa do número de Nusselt médio espacial ($\overline{Nu^{i}}$), que é um parâmetro adimensional importante usado para prever o coeficiente de transferência de calor convectivo. O cálculo da diferença é feito através da seguinte equação:

$$\left|\frac{\overline{Nu}^{i} - \overline{Nu}^{i+1}}{\overline{Nu}^{i}}\right| \leq 1{,}0 \times 10^{-3} \tag{3.7}$$

sendo $\overline{Nu}^{i}$ o número de Nusselt médio espacial para uma determinada malha e $\overline{Nu}^{i+1}$ o número de Nusselt médio espacial para uma malha mais refinada.

Na Tabela 3.1 são mostrados os resultados das médias dos números de Nusselt em função do número de volumes e qual diferença relativa foi encontrada.

Tabela 3.1 – Teste de independência de malha.

Malha	**Tamanho do Volume Finito (mm)**	**Nº de células**	$\overline{Nu}^{i}$	$\left\|\frac{\overline{Nu}^{i}-\overline{Nu}^{i+1}}{\overline{Nu}^{i}}\right\| \leq 1{,}0 \times 10^{-3}$
M1	$2{,}0 \times 10^{-3}$	1,424	7,5793	$1{,}15 \times 10^{-3}$
M2	$1{,}0 \times 10^{-3}$	5,675	7,5706	$1{,}15 \times 10^{-3}$
M3	$5{,}0 \times 10^{-4}$	22,700	7,5619	$3{,}17 \times 10^{-4}$
M4	$2{,}0 \times 10^{-4}$	141,875	7,5595	-

A malha M3 é considerada independente, possuindo um tamanho de $5{,}0 \times 10^{-4}$ mm e 22700 células, tendo uma diferença aproximada de $3{,}17 \times 10^{-4}$.

Na Figura 3.2 é possível observar o refinamento da malha independente obtida.

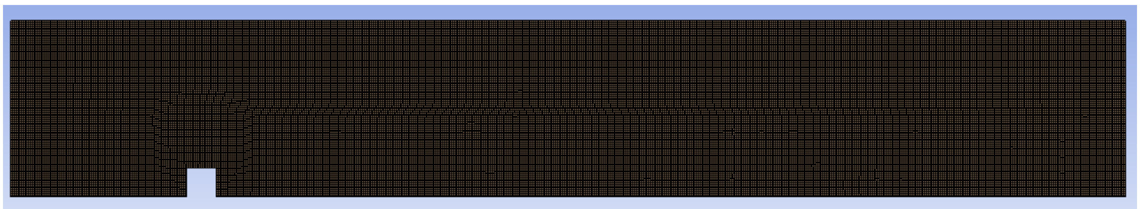

Figura 3.2 - Malha refinada para o caso de escoamento sobre um bloco.

Para a verificação do modelo numérico, foi realizado o estudo do número de Nusselt em comparação com os resultados obtidos por Sahu *et al.* (2009), que analisou um escoamento em regime permanente, incompressível, bidimensional e laminar, com convecção forçada sobre um obstáculo (escoamento de base cisalhante livre) conforme ilustra o domínio da Fig. 3.3. Todas as propriedades termofísicas foram consideradas constantes; foi considerado número de Reynolds de 60 e 160 e número de Prandlt igual a 1,0; temperatura de entrada 300 K e do obstáculo 301 K; dimensões do canal L_u = 8,5 m, L_d = 16,5 m e altura H = 2 m.

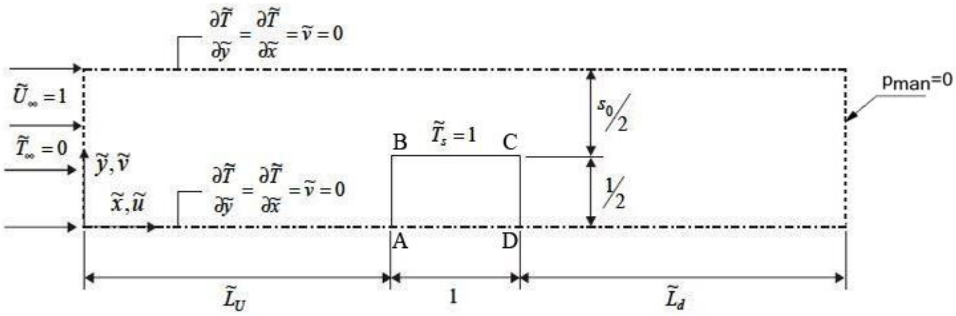

Figura 3.3 - Domínio computacional empregado no estudo realizado por Sahu *et al*. (2009).

O número de Nusselt, se comparado ao trabalho de Sahu *et al.* (2009), apresenta uma diferença média e máxima aceitável de 3,55% e 21%, respectivamente. Portanto, este modelo numérico foi considerado verificado, sendo utilizado para todas as simulações realizadas. A Figura 3.4 mostra um gráfico de comparação dos valores de Nusselt local obtidos pelo presente estudo em comparação com Sahu *et al*. (2009). A posição entre A e B representa a face frontal do corpo rombudo, B e C a superfície lateral e C e D a superfície posterior do corpo rombudo. Conforme esperado, os maiores picos do número de Nusselt ocorrem nos cantos B e C do corpo rombudo (ver Fig. 3.3). Além disso, devido ao descolamento de camada limite, a região após o canto B possui queda abrupta no número de Nusselt e a face CD possui uma magnitude bastante baixa em comparação com as demais.

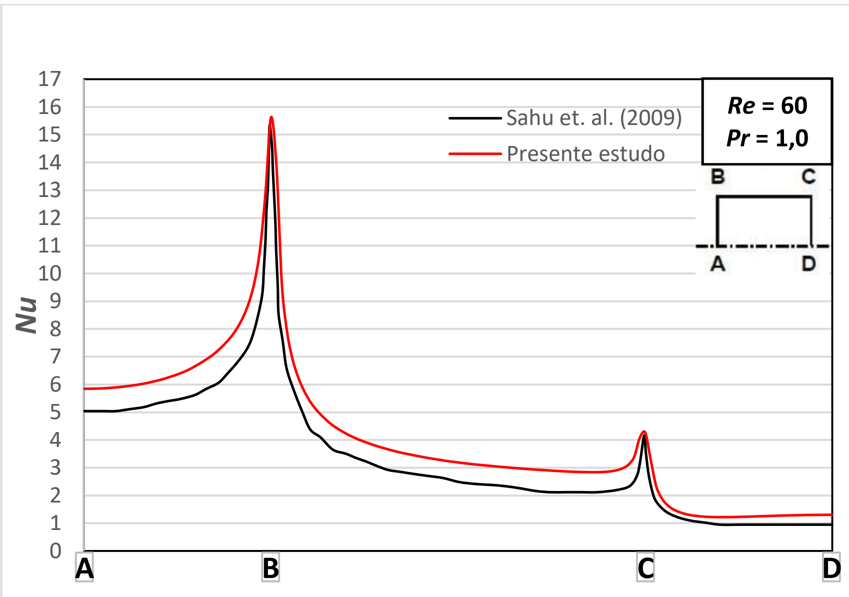

Figura 3.4 - Comparação entre o número de Nusselt local (Nu_H) obtido com o presente método numérico e os resultados de Sahu *et al*. (2009).

4. RESULTADOS

Na presente pesquisa foram investigados a intensidade do escoamento (variando o número de Bejan), a influência da distância entre os centros dos blocos (com o primeiro bloco inserido no canto inferior da área de ocupação e, na última subseção, com o primeiro bloco centralizado) e do tamanho do elemento construtivo (lado dos blocos). Os resultados encontrados serão mostrados nas quatro subseções a seguir.

4.1. Influência da intensidade do escoamento

Nesta seção são mostrados os resultados encontrados para a construção do arranjo de blocos de lado L = 5 mm, montadas no canal sujeito a escoamento convectivo forçado com Pr = 0,71 e para três números diferentes de Bejan, Be_L = 2,45 x 10^4, 24,5 x 10^4 e 123,3 x 10^4. Como restrição, foi imposto ao problema a condição dos blocos não se sobreporem um ao outro e de manterem uma razão de distância mínima entre o centro dos blocos (D) sobre o tamanho do bloco (L) de D/L = 1,0. Inicialmente, são apresentados os campos de temperatura, pressão e velocidade para algumas construções, mostrando o crescimento do arranjo. Posteriormente, como o objetivo aqui é a maximização da transferência de calor entre o arranjo dos blocos e o escoamento circundante, a energia na entrada e na saída do canal é calculada para estimar a transferência de energia dos blocos para o escoamento de ar.

Primeiramente, foi estudado o arranjo para um escoamento convectivo forçado com Be_L = 2,45 x 10^4. Para esse número de Bejan é obtida uma pressão prescrita de 2,39 x 10^{-4} Pa na entrada do canal. A Figura 4.1 ilustra os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig 4.1(a), 4.1(b) e 4.1(c), respectivamente, para o caso predefinido, isto é, com o bloco elementar inserido na região inferior esquerda da área de ocupação. A Figura 4.1(a) mostra a camada limite térmica gerada pela presença do bloco, onde a inserção de um novo bloco não é recomendada devido ao contato com uma corrente de fluido aquecida. Então, do ponto de vista térmico, o novo bloco deve ser inserido em uma região pouco afetada pela camada limite térmica, conforme intuitivamente esperado. As Figuras 4.1(b) e 4.1(c) mostram os campos de pressão e velocidades para o mesmo caso com N = 1. Como pode ser visto, a região onde o escoamento é estrangulado apresentou uma intensificação da quantidade de movimento, sendo uma região potencial importante para a inserção de um novo bloco. Na Figura 4.1(b) é possível observar que o gradiente de pressão é menos intenso na região próxima ao primeiro bloco. No campo de velocidades, Fig. 4.1(c), é possível observar que o bloco inserido faz com que se tenha uma menor magnitude de quantidade de movimento ao redor do bloco, consequentemente diminuindo a troca térmica do escoamento da corrente livre com as superfícies do primeiro obstáculo. A taxa de transferência de calor por unidade de comprimento encontrada neste caso é $q' = 5{,}1$ W/m.

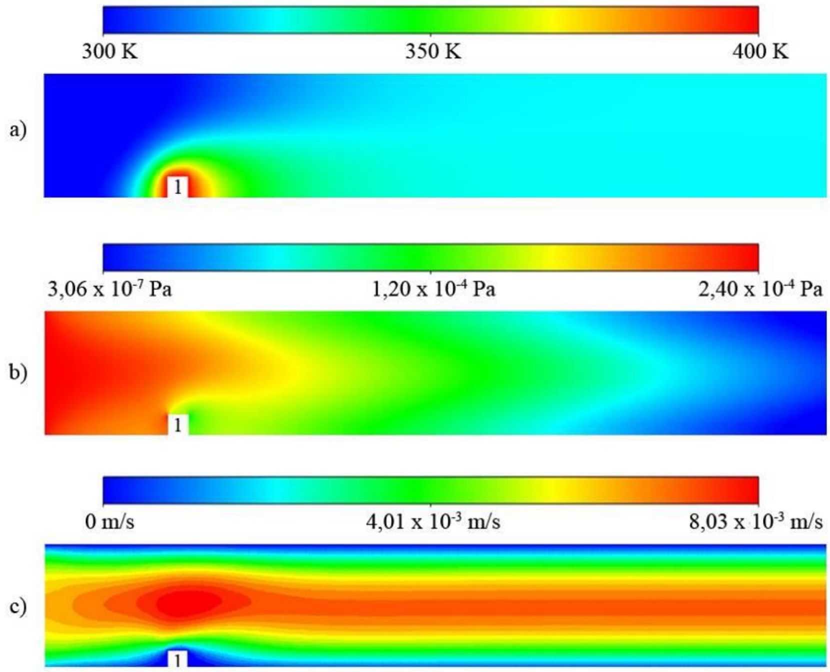

Figura 4.1 - Campos obtidos para o canal com um bloco predefinido ($N = 1$), com um $Be_L = 2{,}45 \times 10^4$, montada no domínio: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

A Figura 4.2 mostra os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.2(a), 4.2(b) e 4.2(c), respectivamente, para a configuração com $N = 2$, que representa o caso com a maior taxa de transferência de calor por unidade de comprimento ($q' = 7{,}13$ W/m). Para $N = 2$, a maior magnitude para a função de construção foi encontrada para as coordenadas $x_2 = 34{,}0$ mm e $y_2 = 9{,}0$ mm, logo acima do primeiro bloco. Os resultados apresentaram para o campo térmico uma região acima do bloco 2, onde a corrente continua livre. Além disso, a região a jusante dos blocos 1 e 2 não é adequada para a inserção de um novo bloco devido ao aumento da região de fluido aquecido. O campo de pressão indicou ainda que a região acima do bloco 2 também é aquela com menor resistência ao escoamento do fluido. Como consequência, o terceiro bloco deve ser montado nessa região. Para o campo de velocidades, pôde-se observar que acima do bloco 2 existe uma maior magnitude, em virtude de uma menor área de escoamento.

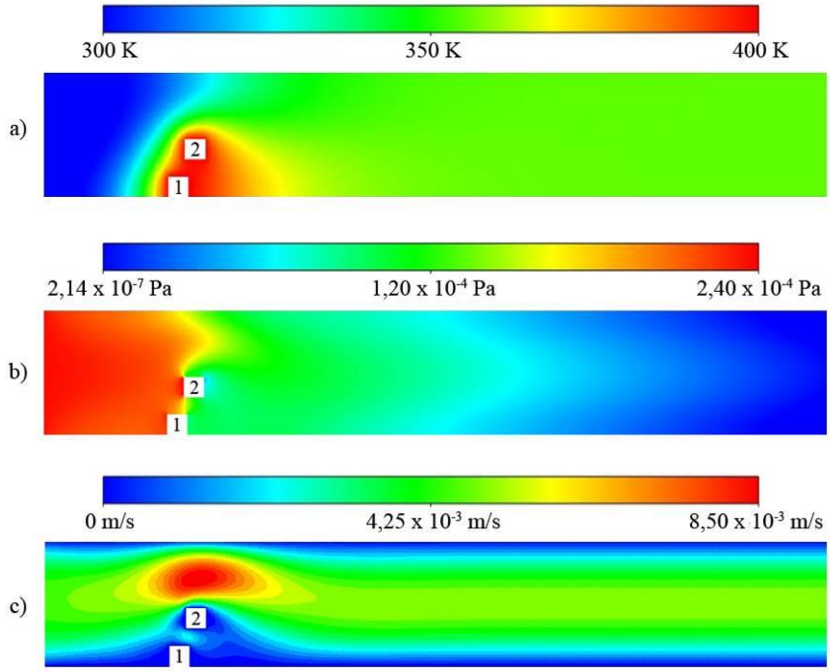

Figura 4.2 - Campos obtidos para o canal com o arranjo ótimo (N = 2), com um Be_L = 2,45 x 10^4, encontrado no presente estudo: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

A Figura 4.3 mostra os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.3(a), 4.3(b) e 4.3(c), respectivamente, para o arranjo com N = 4. O terceiro bloco foi encontrado logo acima do segundo bloco nas coordenadas x_3 = 38,0 mm e y_3 = 18,0 mm e o quarto bloco é colocado ligeiramente acima do terceiro bloco (x_4 = 43,0 mm e y_4 = 25,0 mm). A partir dessa configuração, os blocos 1, 2, 3 e 4 criam uma parede que bloqueia a passagem do escoamento da região a montante dos blocos para a região a jusante das mesmas no canal, o que torna a velocidade de escoamento praticamente constante, como mostra a Fig. 4.3(c). Como consequência, o fluido é aquecido significativamente na região a jusante do canal e a inserção de novos blocos não traz novas contribuições para a taxa de transferência de calor. A Figura 4.3(b) mostra que o campo de pressão também apresenta uma queda drástica no arranjo dos blocos, corroborando às observações apresentadas na Fig. 4.3(a).

A Figura 4.4 mostra os campos de temperatura, pressão e velocidade, Fig. 4.4(a), 4.4(b) e 4.4(c), respectivamente, obtidos para o caso com o maior número de blocos inseridos (N = 10). Os resultados demonstraram que para $N \geq 4$ os blocos são colocadas em uma região onde o fluido é aquecido e o escoamento é restrito. Como consequência, essa inserção de novos blocos não traz contribuição significativa para a taxa de transferência de calor.

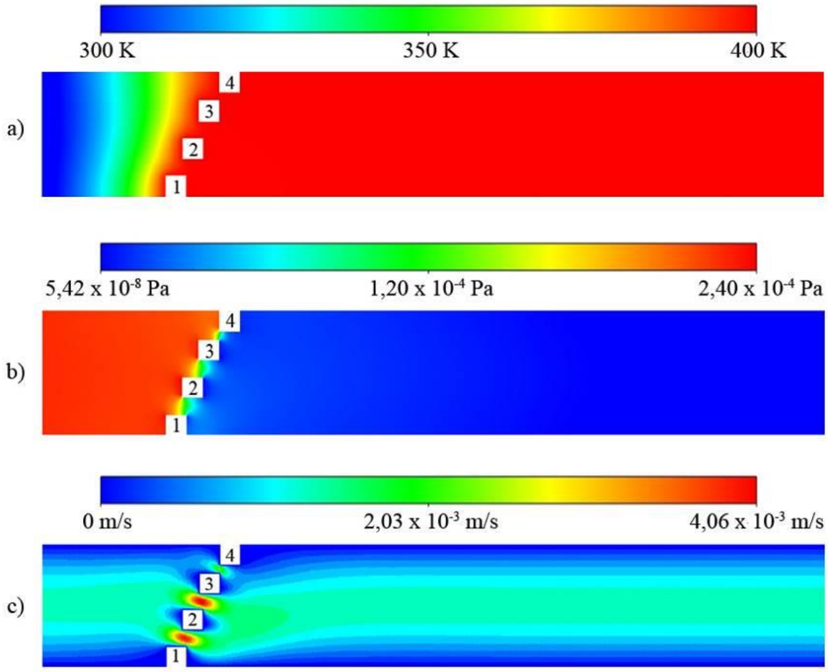

Figura 4.3 - Campos obtidos para o canal com $N = 4$, com um $Be_L = 2{,}45 \times 10^4$, encontrados no presente estudo: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

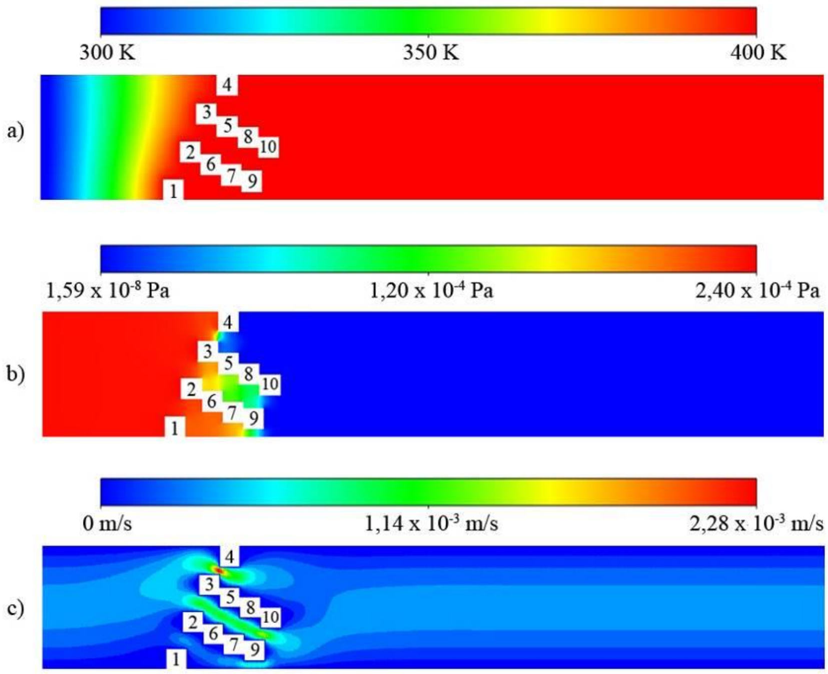

Figura 4.4 - Campos obtidos para o canal com $N = 10$, com um $Be_L = 2{,}45 \times 10^4$, encontrados no presente estudo: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

A seguir serão mostrados os resultados encontrados para um escoamento convectivo forçado para um $Be_L = 24{,}5 \times 10^4$. Para esse número de Bejan é obtida uma pressão prescrita de $2{,}39 \times 10^{-3}$ Pa na entrada do canal. A Figura 4.5 ilustra os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig

4.5(a), 4.5(b) e 4.5(c), respectivamente, para o caso com o bloco elementar inserido na região inferior e a montante da área de ocupação. A Figura 4.5(a) mostra a camada limite térmica gerada pela presença do bloco que, assim como na Fig. 4.1(a), demonstra que a inserção de um novo bloco a jusante não é recomendada devido ao contato com uma corrente de fluido aquecida. A Figura 4.5(b) mostra o campo de pressão para $N = 1$, onde pode ser visto que, com o aumento da intensidade do escoamento, a região acima do bloco inserido apresentou uma maior intensificação da quantidade de movimento, se comparado ao apresentado na Fig. 4.1(b). Na Figura 4.5(c) é apresentado o campo de velocidade para $N = 1$, onde pode ser observado um maior estreitamento da camada limite no canal e ao redor do bloco inserido, o que possibilita uma inserção mais próxima dos blocos. A taxa de transferência de calor por unidade de comprimento encontrada neste caso é $q' = 9,2$ W/m.

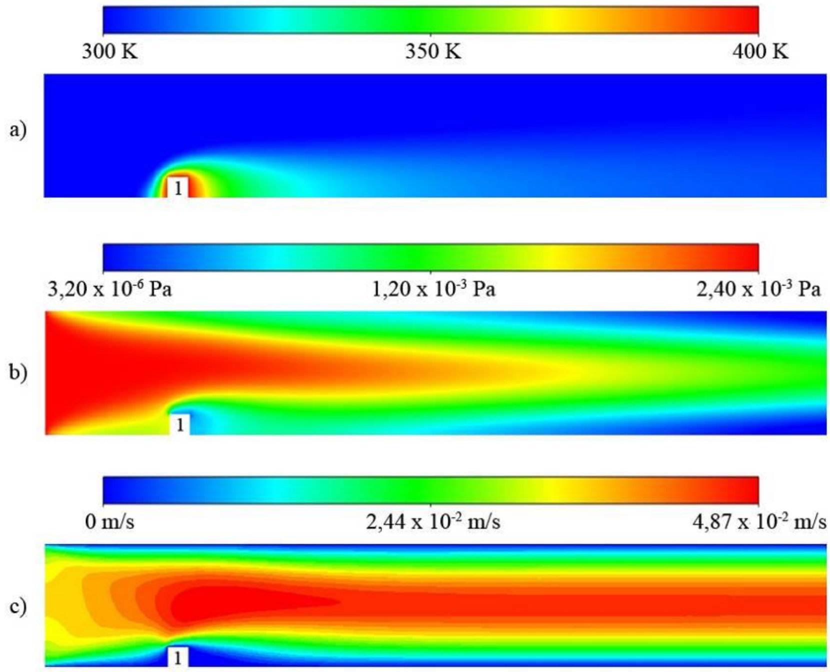

Figura 4.5 - Campos obtidos para o canal com um bloco predefinido ($N = 1$), com um $Be_L = 24,5 \times 10^4$, montada no domínio: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

A Figura 4.6 mostra os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.6(a), 4.6(b) e 4.6(c), respectivamente, para a configuração $N = 4$, onde se obtém a maior taxa de transferência de calor por unidade de comprimento ($q'_{max} = 14,2$ W/m). Os blocos foram se dispondo na direção vertical da área de ocupação até $N = 4$, onde a maior magnitude para a função de construção foi encontrada para as coordenadas $x_4 = 30,5$ mm e $y_4 = 17,5$ mm. Para o campo térmico (Fig. 4.6(a)), foi observado uma região acima do bloco 4, onde a corrente continua livre. Já a jusante dos blocos não é recomendada a inserção de um novo bloco devido ao aumento da região de fluido aquecido. No campo de pressão (Fig. 4.6(b)) também foi verificado que na região acima do bloco 4 é aquela com menor resistência ao escoamento do fluido e, consequentemente, se desenvolve uma maior magnitude do escoamento (Fig. 4.6(c)). Com isso, o próximo bloco deve ser montada nessa região.

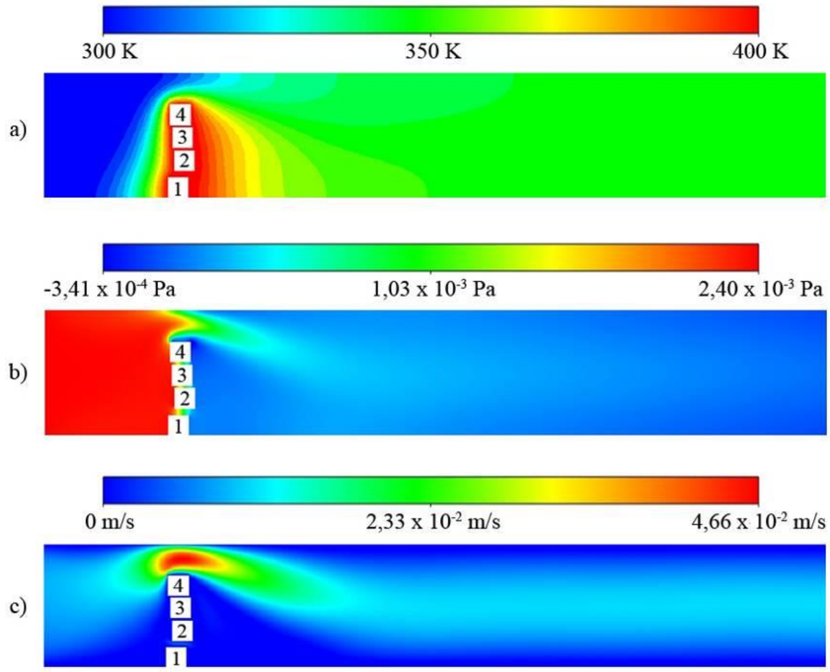

Figura 4.6 - Campos obtidos para o canal com o arranjo ótimo (N = 4), com um Be_L = 24,5 x 10^4, encontrado no presente estudo: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

Na Figura 4.7 são mostrados os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.7(a), 4.7(b) e 4.7(c), respectivamente, para o arranjo com N = 5. O quinto bloco foi posicionado logo acima dos blocos inseridos anteriormente (x_5 = 30,5 mm e y_5 = 23,5 mm). A partir dessa configuração, os blocos criam uma parede que bloqueia a passagem do escoamento da região a montante dos blocos para a região a jusante das mesmas no canal, ocasionando uma saturação do escoamento (Fig. 4.7(a)), o que aumenta consideravelmente a queda de pressão (Fig. 4.7(b)) e torna a velocidade de escoamento praticamente constante (Fig. 4.7(c)).

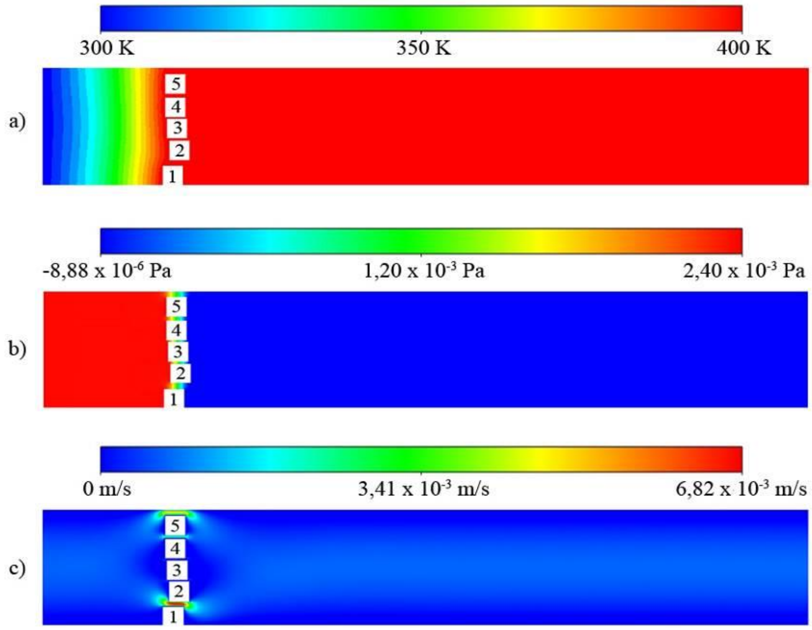

Figura 4.7 - Campos obtidos para o canal com $N = 5$, com um $Be_L = 24,5 \times 10^4$, encontrados no presente estudo: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

Para $N \geq 5$, pode ser visto nos campos de temperatura, pressão e velocidade, Fig. 4.8(a), 4.8(b) e 4.8(c), respectivamente, que há uma grande restrição do escoamento causado pelo arranjo de blocos para o caso com o maior número de blocos inseridos ($N = 10$), onde os blocos são colocadas em uma região onde o fluido é aquecido. Como consequência, essa inserção de novos blocos não traz contribuição significativa para a taxa de transferência de calor.

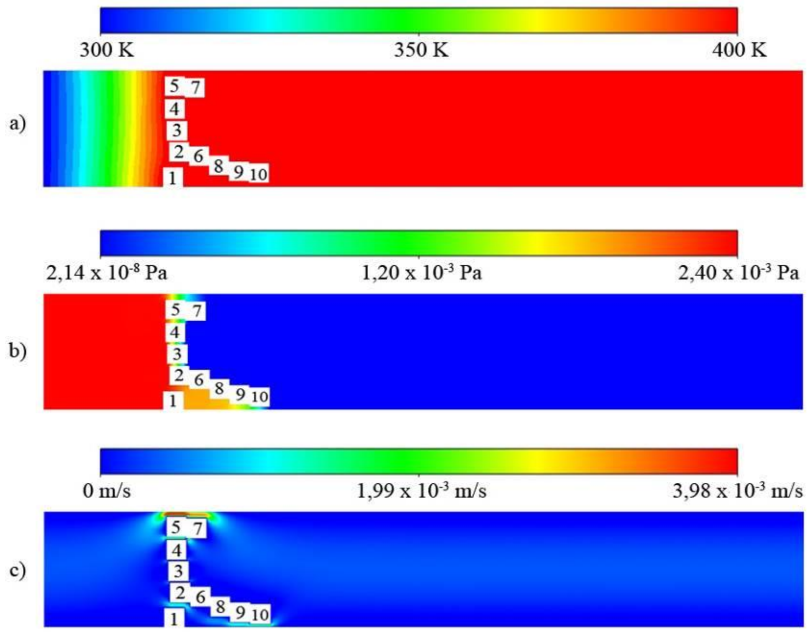

Figura 4.8 - Campos obtidos para o canal com $N = 10$, com um $Be_L = 24,5 \times 10^4$, encontrados no presente estudo: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

Uma última análise da influência da intensidade do escoamento é realizada, agora para um Be_L = 123,3 x 10^4. Para esse número de Bejan é obtida uma pressão prescrita de 1,2 x 10^{-2} Pa na entrada do canal. A Figura 4.9 ilustra os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig 4.9(a), 4.9(b) e 4.9(c) respectivamente, para N = 1. Para o campo térmico (Fig. 4.9(a)), observações semelhantes às obtidas para os casos Be_L = 2,45 x 10^4 e 24,5 x 10^4 foram obtidas com relação à montagem do segundo bloco. Na Figura 4.9(b) pode-se observar que com o aumento da intensidade do escoamento, provocada pela elevação de Be_L, a região onde o escoamento do fluido é expandido apresentou uma grande intensificação da quantidade de movimento e estreitamento da espessura da camada limite (como pode ser visto na Fig. 4.9(c)), sendo uma importante região potencial para a inserção de um novo bloco. A taxa de transferência de calor por unidade de comprimento encontrada neste caso é q' = 13,4 W/m.

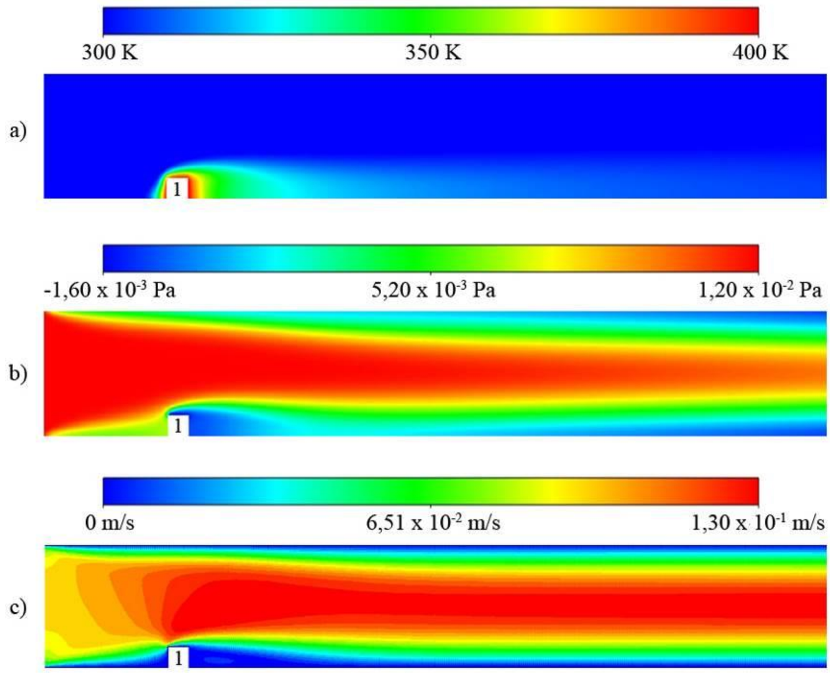

Figura 4.9 - Campos obtidos para o canal com um bloco predefinido (N = 1), com um Be_L = 123,3 x 10^4, montada no domínio: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

A Figura 4.10 mostra os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.10(a), 4.10(b) e 4.10(c), respectivamente, para a configuração N = 4, onde se obtém a maior taxa de transferência de calor por unidade de comprimento (q'_{max} = 21,5 W/m). Os blocos foram sendo inseridas uma em cima das outras, com um pequeno intervalo de distância (semelhante a uma configuração de um bloco único com elevada inserção na direção normal ao escoamento). Um pequeno espaço acima do último bloco inserido ainda libera a passagem de corrente. Além disso, a região a jusante dos blocos inseridos não é adequada para a inserção de um novo bloco devido ao aumento da região de fluido aquecida.

A Figura 4.10(b) mostra o campo de pressão e, assim como para Be_L = 24,5 x 10^4, houve a formação de uma parede, aumentando a resistência ao escoamento do fluido e, consequentemente, desenvolvendo uma maior magnitude do escoamento acima do quarto bloco (Fig. 4.10(c)). Com isso, o próximo bloco deve ser montada nessa região.

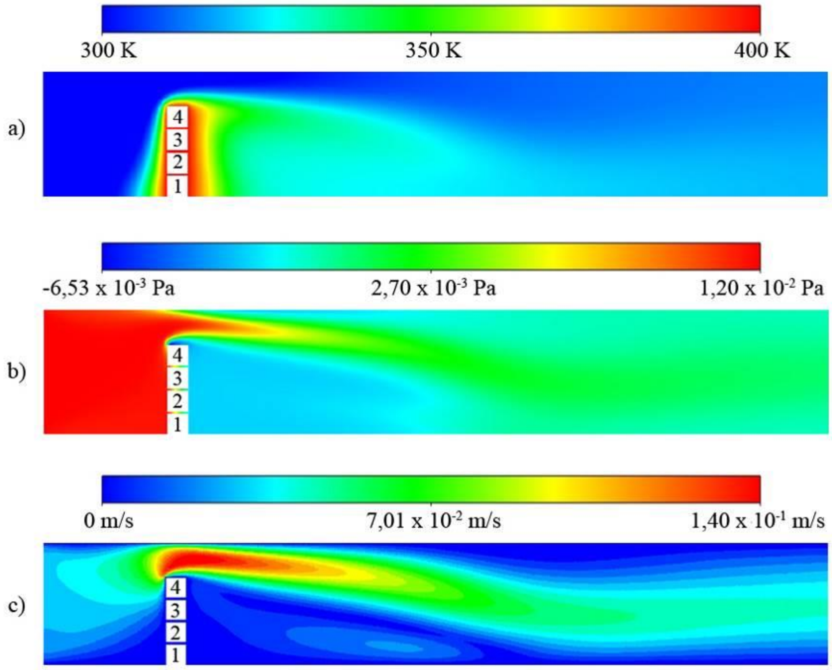

Figura 4.10 - Campos obtidos para o canal com o arranjo ótimo (N = 4), com um Be_L = 123,3 x 10^4, encontrado no presente estudo: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

Na Figura 4.11 são mostrados os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.11(a), 4.11(b) e 4.11(c), respectivamente, para o arranjo com N = 5. A partir dessa configuração, é formada uma parede que praticamente bloqueia a passagem do escoamento de montante a jusante dos blocos inseridos no canal. O fluido é aquecido de forma significativa (Fig. 4.11(a)), a queda de pressão aumenta (Fig. 4.11(b)) o que limita o fluxo mais intenso a um pequeno espaço da área de ocupação acima do quinto bloco (Fig. 4.11(c)).

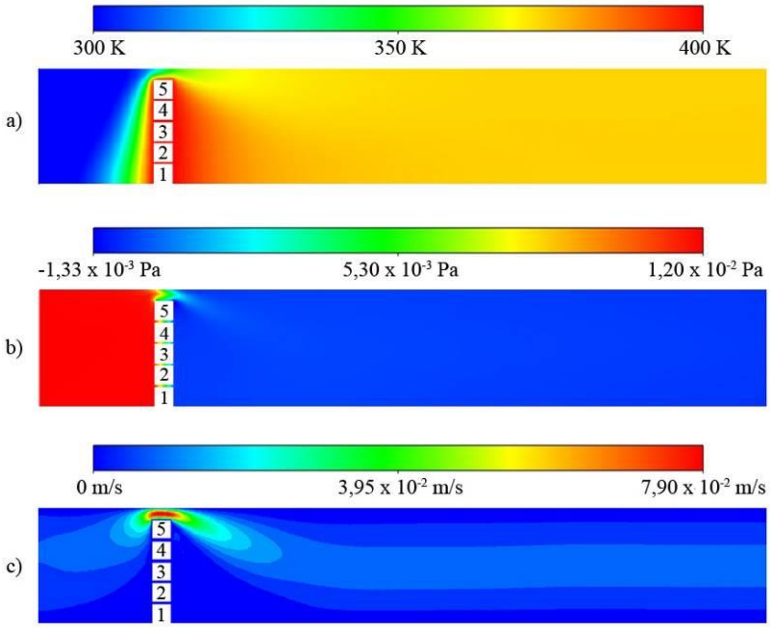

Figura 4.11 - Campos obtidos para o canal com $N = 5$, com um $Be_L = 123{,}3 \times 10^4$, encontrados no presente estudo: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

Entre $N = 6$ e $N = 10$ é formada uma nova parede a jusante dos blocos inseridos anteriormente, como pode ser visto nos campos de temperatura, pressão e velocidade, Fig. 4.12(a), 4.12(b) e 4.12(c) respectivamente. O arranjo formado se assemelha com chicanas utilizadas em trocadores de calor de casco e tubo. Essa parede formada faz com que o fluido seja superaquecido e o escoamento fique restrito, reduzindo consideravelmente a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento.

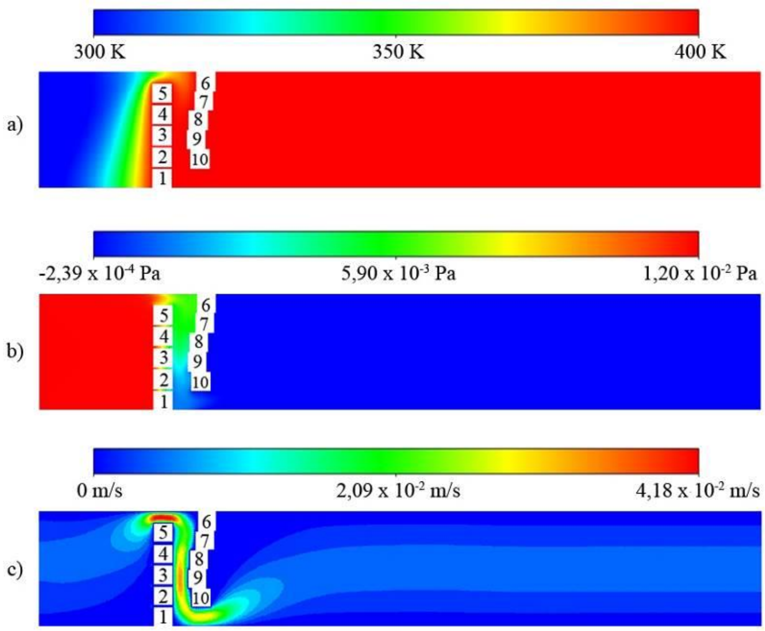

Figura 4.12 - Campos obtidos para o canal com $N = 10$, com um $Be_L = 123{,}3 \times 10^4$, encontrados no presente estudo: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

Para mostrar quantitativamente a influência do arranjo dos blocos, a Fig. 4.13 mostra o efeito do número de blocos inseridos (N) sobre a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento (q') e a Tab. 4.1 apresenta, resumidamente, os melhores resultados obtidos para os diferentes números de Bejan analisados e para qual quantidade de blocos (N_{opt}) inseridos foi encontrado. Para o menor número de Bejan, encontrou-se um arranjo ótimo com apenas 2 blocos, enquanto para Bejan maiores, os arranjos possuem 4 blocos. Isso é um indicativo de que configurações mais simples são obtidas para escoamentos mais difusivos (ou com menor magnitude). Ainda cabe destacar que os casos ótimos de $Be_L = 2{,}45 \times 10^4$ e $24{,}5 \times 10^4$ são melhores do que as piores configurações para o número de Bejan subsequente, o que mostra a importância da avaliação geométrica.

Em geral, os resultados indicaram a importância da construção da forma para esse tipo de problema, uma vez que para as presentes condições térmicas, a forma mais complexa não é adequada. A melhor forma encontrada para $Be_L = 2{,}45 \times 10^4$ e $24{,}5 \times 10^4$ apresentou uma configuração irregular, padrão comum em sistemas naturais, principalmente para aqueles submetidos a vários indicadores de desempenho. Nesse sentido, há um indicativo de que o emprego de uma função de construção é uma técnica promissora para prever a formação de um arranjo de blocos sujeitos à transferência de calor por convecção.

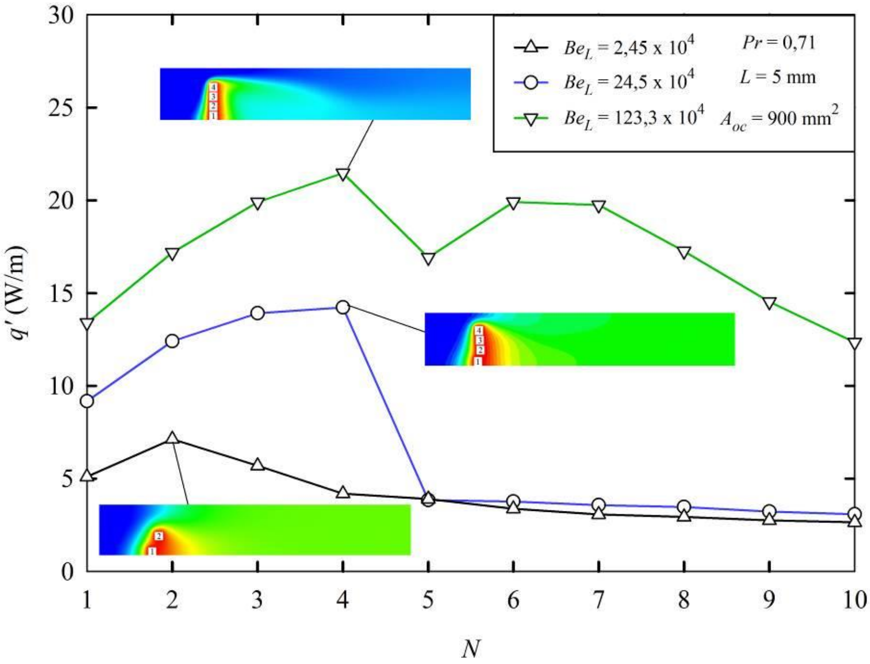

Figura 4.13 - Efeito do número de blocos (N) sobre a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento (q').

Tabela 4.1 – Resultados ótimos de q' para os diferentes Be_L analisados.

Be_L	q'_{max} (W/m)	N_{opt}
2,45 x 10^4	7,1	2
24,5 x 10^4	14,2	4
123,3 x 10^4	21,5	4

4.2. Influência da distância mínima entre os centros dos blocos

Nesta seção são mostrados os resultados encontrados para a construção do arranjo de blocos de lado L = 5 mm, montadas no canal sujeito a escoamento convectivo forçado com Be_L = 24,5 x 10^4 e Pr = 0,71. Essa construção é realizada considerando outros valores para o grau de liberdade (D/L) definido pela razão entre a distância mínima entre os centros dos blocos (D) e o tamanho do elemento construtivo (L). Foram investigados os seguintes valores: D/L = 1,5, D/L = 2 e D/L = 2,5. Inicialmente, são apresentados os campos de temperatura, pressão e velocidade para algumas construções, mostrando o crescimento do arranjo. Logo a seguir, a energia na entrada e na saída do canal é calculada para estimar a transferência de energia dos blocos para o escoamento de ar.

O primeiro caso estudado foi o arranjo para um escoamento convectivo forçado com Be_L = 24,5 x 10^4, Pr = 0,71 para D/L = 1,5. Para N = 1 a análise é a mesma apresentada na Fig. 4.5. Para esse e para os demais casos dessa subseção serão apresentados a partir da próxima inserção relevante. A Figura 4.14 mostra os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.14(a), 4.14(b) e 4.14(c), respectivamente, para a configuração com N = 4, que representa o caso com a maior taxa de transferência de calor por unidade de comprimento com q'_{max} = 16,4 W/m, o que representa uma taxa 15% maior do que a obtida para a mesma área de ocupação do caso apresentado na seção 4.1, ou seja, com D/L = 1. Com o aumento da distância mínima há uma maior liberdade ao escoamento e, com isso, um indício de que esse aumento conduz a melhores desempenhos. Como pode ser visto, os blocos foram se dispondo quase que linearmente na diagonal da área de ocupação. Os resultados apresentaram para o campo térmico (Fig. 4.14(a)) uma região acima do bloco 4, onde a corrente continua livre e, consequentemente, de menor resistência ao escoamento (Fig. 4.14(b)) e maior magnitude na quantidade de movimento (Fig. 4.14(c)). Também, a região a jusante dos blocos 1, 2, 3 e 4 não é adequada para a inserção de novos blocos devido ao aumento da região de fluido aquecido.

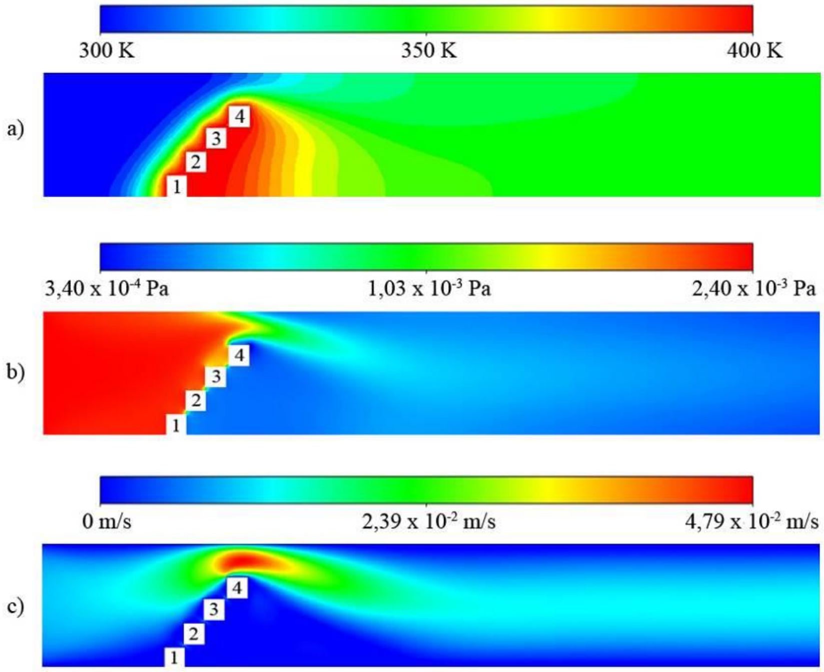

Figura 4.14 - Campos obtidos para o canal com o arranjo ótimo ($N = 4$), $Be_L = 24,5 \times 10^4$, $Pr = 0,71$ e $D/L = 1,5$, encontrado no presente estudo: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

A partir de $N = 4$ até $N = 6$ é formado uma parede que bloqueia a passagem do escoamento, como pode ser visto na Fig. 4.15 para os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.15(a), 4.15(b) e 4.15(c), respectivamente. Esse bloqueio faz com que o fluido aqueça significativamente (Fig. 4.15(a)), ocasionando uma elevada queda de pressão (Fig. 4.15(b)) e mantendo a magnitude de velocidade do escoamento praticamente constante ao longo do domínio, como mostra a Fig. 4.15(c). Em comparação com a Fig. 4.7, a Fig. 4.15 demonstra que a variação do grau de liberdade D/L afeta a construção dos blocos, que antes eram montados na direção normal ao escoamento e agora são construídos em uma direção com inclinação de aproximadamente 60º com a horizontal até $N = 5$.

Na Figura 4.16 são exibidos os campos de temperatura, pressão e velocidade, Fig. 4.16(a), 4.16(b) e 4.16(c), respectivamente, obtidos para o caso com o maior número de blocos inseridos ($N = 10$). Os blocos se dispuseram quase que simetricamente ao redor da parede formada, reduzindo ainda mais a magnitude do escoamento. Como consequência, para $N \geq 6$ não é eficaz a inserção de novos blocos para a taxa de transferência de calor. Apesar da queda no indicador de performance a partir de $N = 6$, é possível perceber que os blocos tendem a ter um formato alternado, semelhante ao obtido em trocadores de múltiplos tubos.

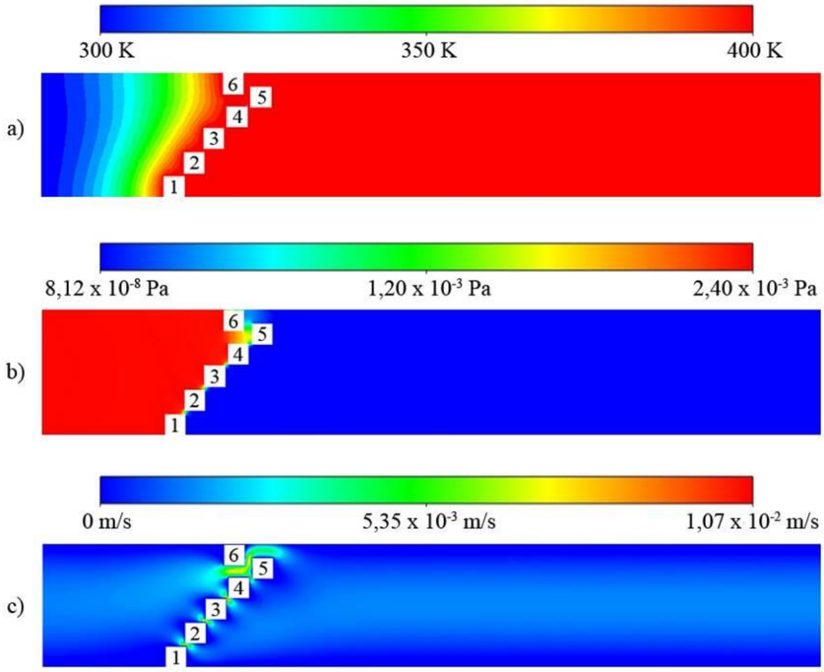

Figura 4.15 - Campos obtidos para o canal com $N = 6$, $Be_L = 24{,}5 \times 10^4$, $Pr = 0{,}71$ e $D/L = 1{,}5$, encontrados no presente estudo: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

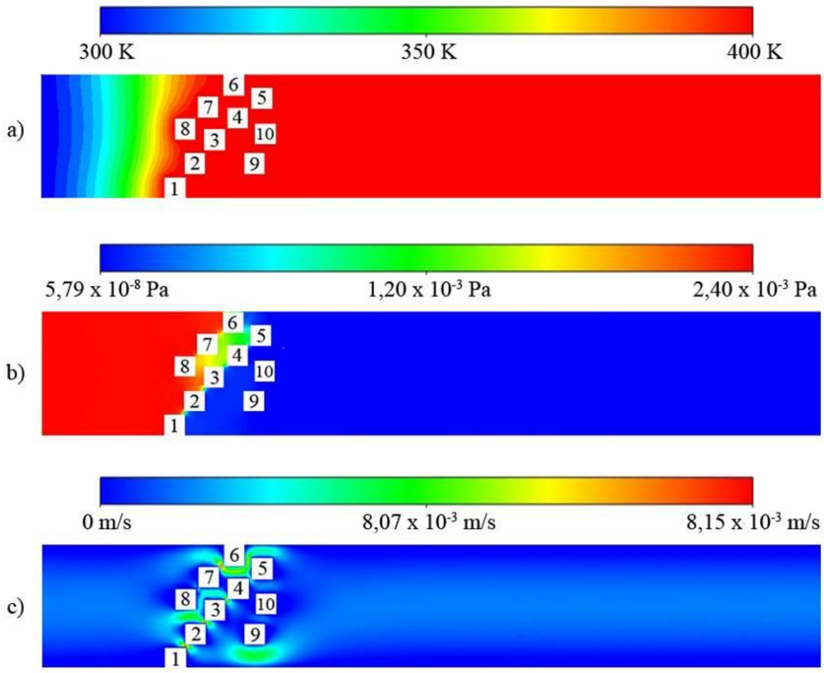

Figura 4.16 - Campos obtidos para o canal com $N = 10$, $Be_L = 24{,}5 \times 10^4$, $Pr = 0{,}71$ e $D/L = 1{,}5$, encontrados no presente estudo: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

A seguir serão mostrados os resultados encontrados para um escoamento convectivo forçado para um $Be_L = 24{,}5 \times 10^4$, $Pr = 0{,}71$ e $D/L = 2$. Será apresentada a análise a partir da próxima inserção relevante, que é para $N = 3$. Na Figura 4.17 é observado os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig 4.17(a), 4.17(b) e 4.17(c), respectivamente. A disposição dos blocos segue a direção do obtido para D/L = 1,5, agora com um espaçamento maior entre os blocos. A Figura 4.17(a) mostra a camada limite térmica gerada a jusante dos blocos inseridos, onde a inserção de um novo bloco não é recomendada devido ao contato com uma corrente de fluido aquecida. Na Figura 4.17(b) é exibido o campo de pressão, onde pode ser visto que a região acima do último bloco inserido apresentou uma maior intensificação da quantidade de movimento e, consequentemente, uma maior magnitude de velocidade (Fig 4.17(c)).

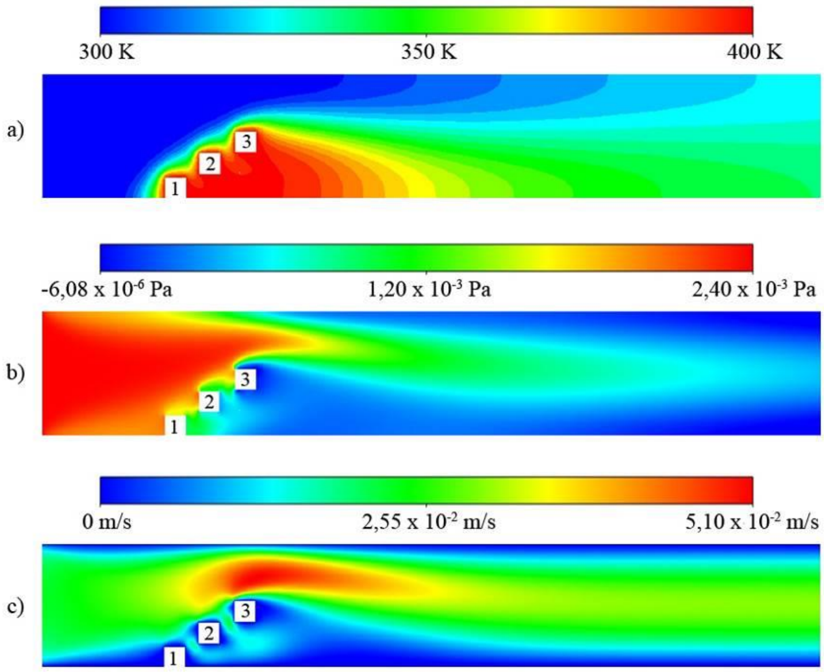

Figura 4.17 - Campos obtidos para o arranjo com N = 3, Be_L = 24,5 x 10^4, Pr = 0,71 e D/L = 2,0, montado no domínio: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

A Figura 4.18 mostra os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.18(a), 4.18(b) e 4.18(c), respectivamente, para a configuração até N = 5, onde se obtém a maior taxa de transferência de calor por unidade de comprimento (q'_{max} = 30,5 W/m). A função de construção máxima encontrada para o quarto bloco o colocou numa região de fluido aquecido. Já o quinto bloco foi achado na posição x_5 = 52,3 mm, y_5 = 19,8 mm, logo acima do terceiro bloco e praticamente restringindo o escoamento para o restante do domínio. Para o campo térmico (Fig. 4.18(a)), foi observado que na região a jusante dos blocos não é recomendada a inserção de um novo bloco devido ao aumento da região de fluido aquecido. Na Figura 4.18(b) foi verificado que o campo de pressão na região entre o bloco 5 é aquela com menor resistência ao escoamento do fluido e, consequentemente, se desenvolve uma maior magnitude do escoamento (Fig. 4.18(c)).

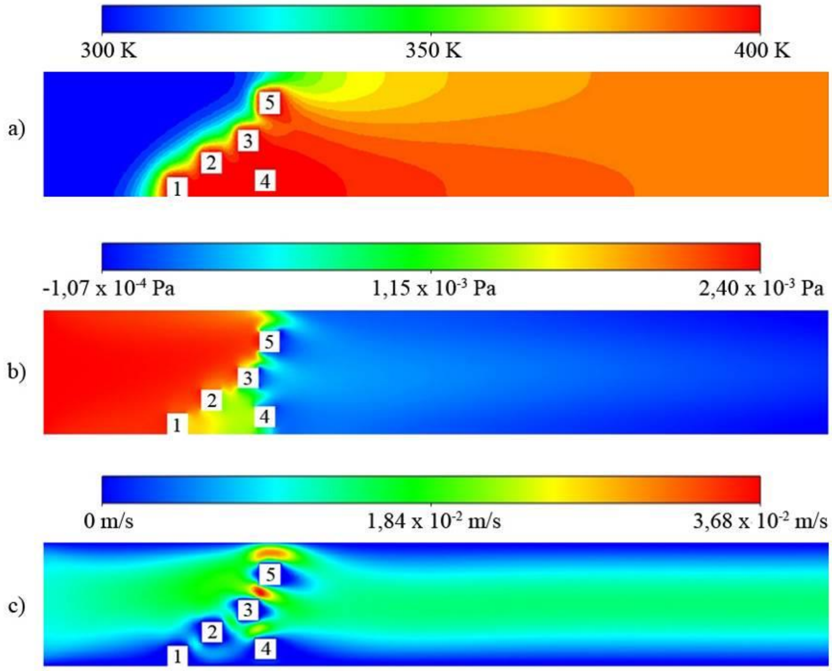

Figura 4.18 - Campos obtidos para o canal com o arranjo ótimo ($N = 5$), $Be_L = 24{,}5 \times 10^4$, $Pr = 0{,}71$ e $D/L = 2{,}0$, encontrado no presente estudo: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

Na Figura 4.19 são mostrados os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.19(a), 4.19(b) e 4.19(c), respectivamente. Com o aumento do espaçamento mínimo entre os blocos, foi possível apenas a inserção de 8 blocos na área de ocupação definida. A disposição dos blocos nesse arranjo foi bem alternada, semelhante aos estudos de corpos rombudos encontrados na literatura. Mesmo assim, há uma restrição considerável para a passagem do escoamento da região a montante dos blocos para a região a jusante dos mesmos no canal, ocasionando uma saturação do escoamento (Fig. 4.19(a)), gerando uma queda mais gradual de pressão (Fig. 4.19(b)) e reduzindo as áreas de circulação do escoamento (Fig. 4.19(c)).

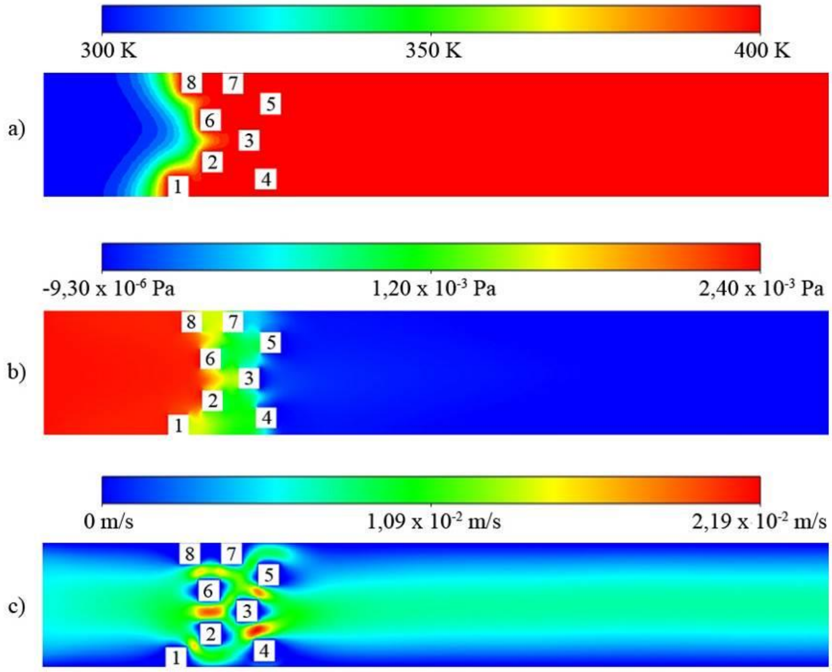

Figura 4.19 - Campos obtidos para o canal com $N = 8$, $Be_L = 24{,}5 \times 10^4$, $Pr = 0{,}71$ e $D/L = 2{,}0$, encontrados no presente estudo: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

Uma última análise da influência da distância mínima entre os blocos é realizada, agora para $D/L = 2{,}5$. A Figura 4.20 mostra os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.20(a), 4.20(b) e 4.20(c), respectivamente, para a configuração de $N = 1$ até $N = 3$. O arranjo dos blocos segue os últimos casos analisados, agora com um maior espaçamento. No campo térmico (Fig. 4.20(a)), a região a jusante dos blocos inseridos não é adequada para a inserção de um novo bloco devido ao aumento da região de fluido aquecido. A Figura 4.20(b) mostra, no campo de pressão, uma pequena área no topo da área de ocupação sem resistência ao escoamento do fluido e, consequentemente, com uma maior magnitude do escoamento (Fig. 4.20(c)).

Na Figura 4.21 são mostrados os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.21(a), 4.21(b) e 4.21(c), respectivamente, para o arranjo onde foi encontrada a maior taxa de transferência de calor por unidade de comprimento para esse caso ($q'_{max} = 40{,}4$ W/m), com $N = 4$. Com um maior espaçamento, diferentemente dos outros casos aqui não se tem uma região superaquecida do domínio para essa taxa de área de ocupação. Mesmo assim, no campo térmico (Fig. 4.21(a)), ainda se tem uma região aquecida significativamente a jusante dos blocos inseridos no canal, e com isso não é recomendada a inserção de um novo bloco nessa região. Com esse arranjo obtido bastante alternado, se obtém maiores regiões de escoamento livre (Fig. 4.21(c)) e uma queda de pressão mais suave (Fig. 4.21(b)).

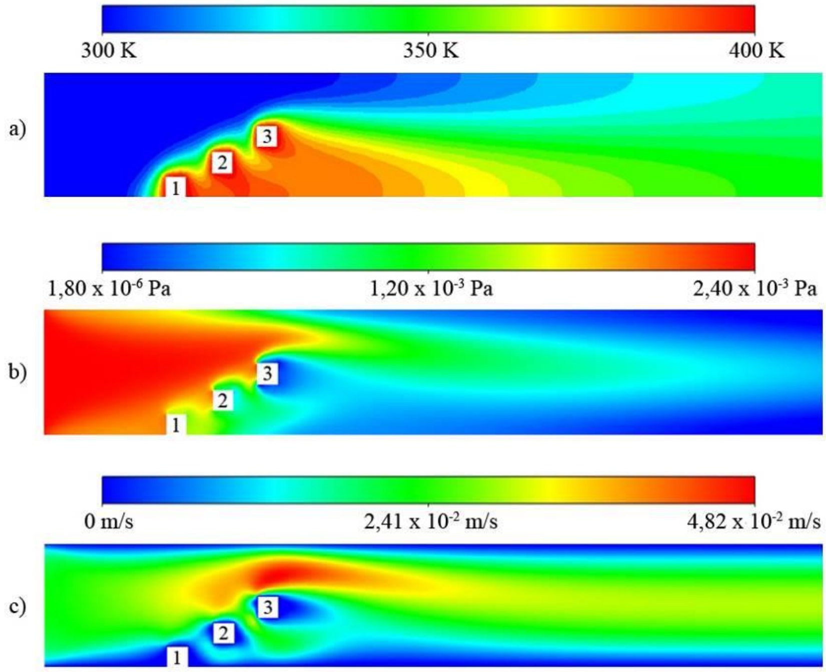

Figura 4.20 - Campos obtidos para o canal com o arranjo ótimo ($N = 3$), $Be_L = 24{,}5 \times 10^4$, $Pr = 0{,}71$ e $D/L = 2{,}5$, encontrado no presente estudo: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

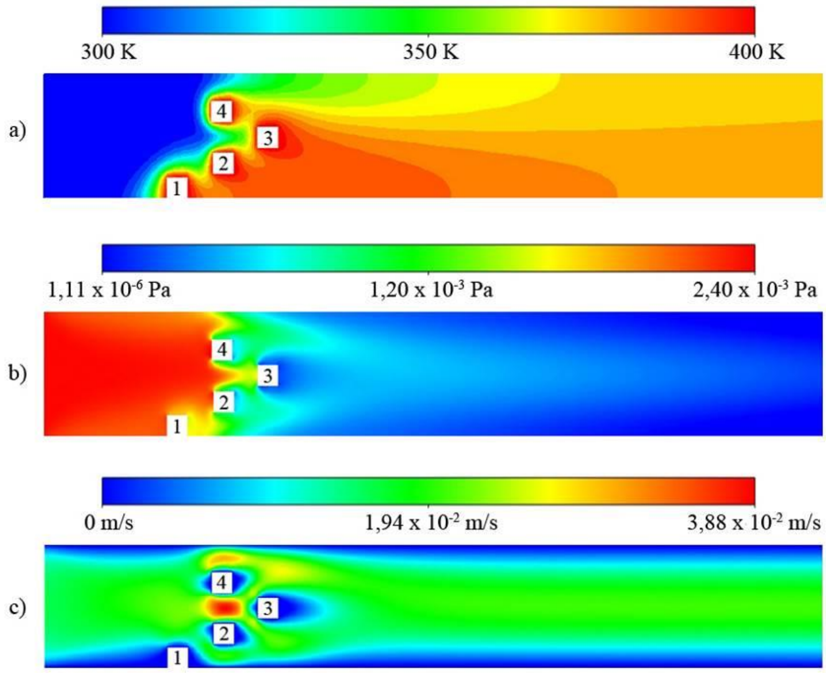

Figura 4.21 - Campos obtidos para o canal com $N = 4$, $Be_L = 24{,}5 \times 10^4$, $Pr = 0{,}71$ e $D/L = 2{,}5$, encontrados no presente estudo: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

Ainda conforme a restrição de distanciamento entre os blocos, foi possível inserir mais dois blocos até preencher a área de ocupação. A Figura 4.22 mostra os campos de temperatura, pressão e velocidade, Fig. 4.22(a), 4.22(b) e 4.22(c), respectivamente, para N = 6. Foi obtido um arranjo praticamente simétrico, o que estabilizou a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento numa elevada magnitude. Com isso, é possível observar a importância de se ter uma restrição de distância para se obter melhores trocas térmicas.

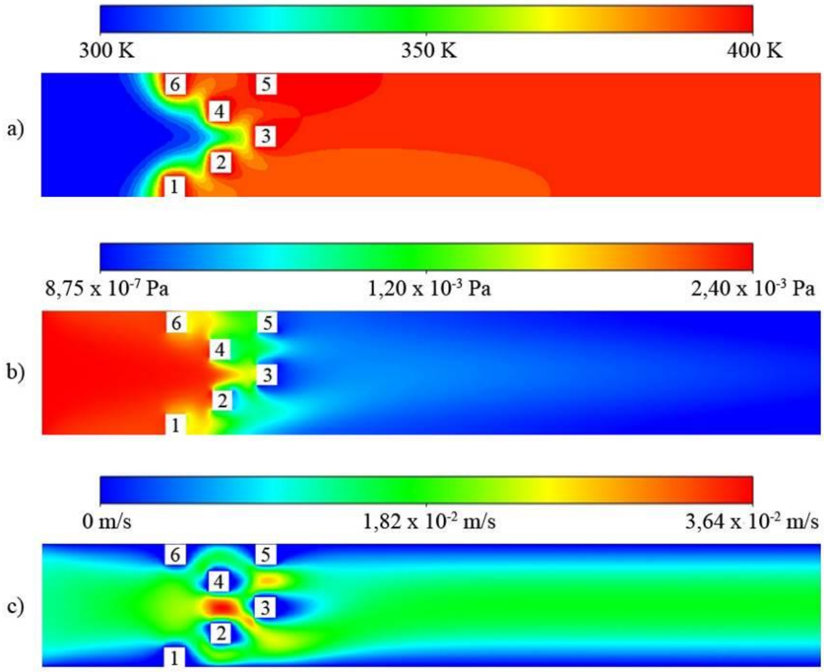

Figura 4.22 - Campos obtidos para o canal com $N = 6$, $Be_L = 24{,}5 \times 10^4$, $Pr = 0{,}71$ e $D/L = 2{,}5$, encontrados no presente estudo: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

A influência do distanciamento entre os centros dos blocos é agora analisado quantitativamente. A Figura 4.23 mostra o efeito do número de blocos inseridos (N) sobre a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento (q') e, na Tab. 4.2, é apresentado um resumo dos resultados ótimos de q' para os diferentes D/L analisados. Com a avaliação da influência do distanciamento entre os centros dos blocos foi possível observar que interferiu diretamente na taxa de transferência de calor por unidade de comprimento, com um aumento de 2,8 vezes se comparado ao caso de mesma intensidade de escoamento ($Be_L = 24{,}5 \times 10^4$) analisado na seção 4.1, o que dá um indício da importância de se avaliar o distanciamento entre os blocos de forma a obter arranjos próximos da configuração ótima. Os resultados mostraram também que a maior liberdade dada para o escoamento do fluido entre o arranjo de blocos aquecidos conduziu ao melhor desempenho térmico, mesmo com a restrição criada pela área de ocupação, que limitou o número de blocos inseridos no domínio.

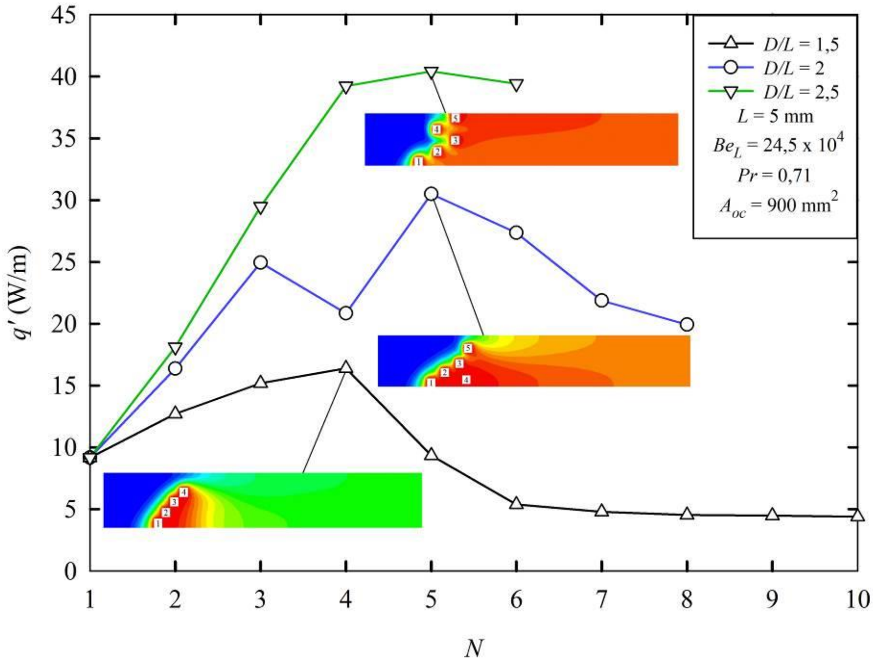

Figura 4.23 - Efeito do número de blocos (*N*) sobre a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento (*q'*).

Tabela 4.2 – Resultados ótimos de *q'* para os diferentes *D/L* analisados.

D/L	q'_{max} **(W/m)**	N_{opt}
1,0	14,2	4
1,5	16,4	4
2,0	30,5	5
2,5	40,4	5

4.3. Influência do tamanho dos blocos usados na construção

Nesta seção são mostrados os resultados encontrados para a construção do arranjo de blocos montados no canal sujeito a escoamento convectivo forçado com Be_L = 24,5 x 10^4 e *Pr* = 0,71. Para essa construção é mantida constante a razão entre a distância entre os centros dos blocos e o tamanho do elemento em *D/L* = 1,5, uma vez que para maiores distanciamentos não seria possível analisar blocos de maiores dimensões, e analisada a variação do tamanho do elemento construtivo (*L*) para três valores: 2,5 mm, 5 mm e 7,5 mm. Inicialmente, são apresentados os campos de temperatura, pressão e velocidade para algumas construções, mostrando o crescimento do arranjo. Na sequência, é calculada a energia na entrada e na saída do canal para estimar a transferência de energia dos blocos para o escoamento de ar.

Inicialmente, foi estudado o arranjo para um escoamento convectivo forçado com D/L = 1,5, sendo L = 2,5 mm. A Figura 4.24 ilustra os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig 4.24(a), 4.24(b) e 4.24(c), respectivamente, para o primeiro bloco inserido. Devido a uma menor área de contato, uma pequena área de fluido aquecido se forma a jusante do bloco inserido (Fig. 4.24(a)), a resistência ao escoamento é mínima (Fig. 4.24(b)) e a velocidade se mantém praticamente constante (Fig. 4.24(c)).

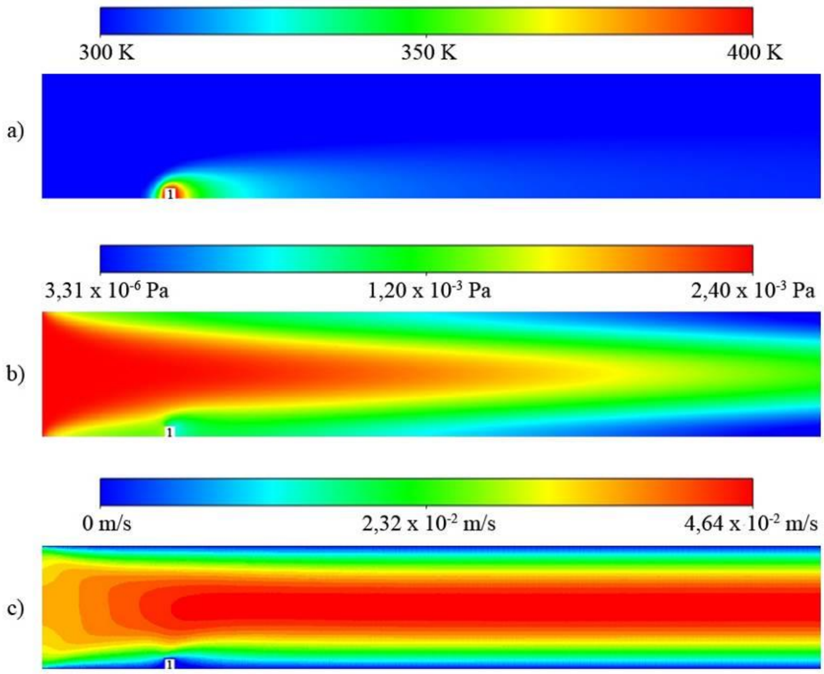

Figura 4.24 - Campos obtidos para o canal com um bloco predefinido (N = 1) montada no domínio com Be_L = 24,5 x 10^4, Pr = 0,71, L = 2,5 mm, D/L = 1,5: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

A construção do arranjo segue linearmente até N = 7, onde se obtém a maior taxa de transferência de calor por unidade de comprimento para esse caso de q'_{max} = 15,9 W/m. A Figura 4.25 ilustra os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.25(a), 4.25(b) e 4.25(c), respectivamente, para esse caso. Uma região de fluido aquecido se forma a jusante dos blocos inseridos (Fig. 4.25(a)) o que inviabiliza a inserção de um novo bloco nessa região. Para o campo de pressão (Fig. 4.25(b)) é possível notar uma região acima do último bloco inserido onde ainda se tem pouca resistência ao escoamento, e consequentemente, uma maior magnitude de velocidade (Fig. 4.25(c)).

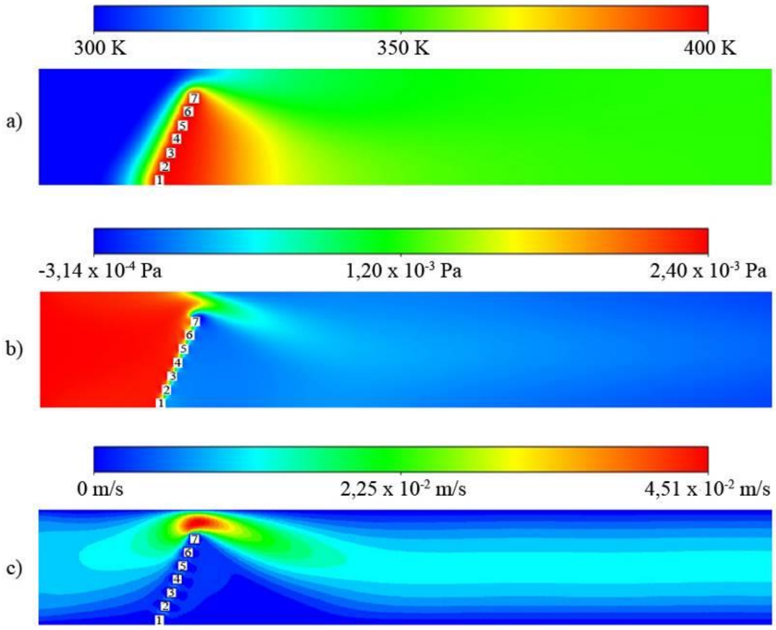

Figura 4.25 - Campos obtidos para o canal com $N = 7$, $Be_L = 24{,}5 \times 10^4$, $Pr = 0{,}71$, $L = 2{,}5$ mm e $D/L = 1{,}5$, encontrados no presente estudo: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

A partir de $N = 7$ até pelo menos $N = 12$, que foi o último bloco inserido para esse caso, há a formação de uma parede que bloqueia a passagem do escoamento, como pode ser visto na Fig. 4.26 onde são exibidos os campos de temperatura, pressão e velocidade, Fig. 4.26(a), 4.26(b) e 4.26(c), respectivamente. Esse bloqueio faz com que haja uma saturação no domínio do problema e, como consequência, não seja eficaz a inserção de novos blocos para a taxa de transferência de calor.

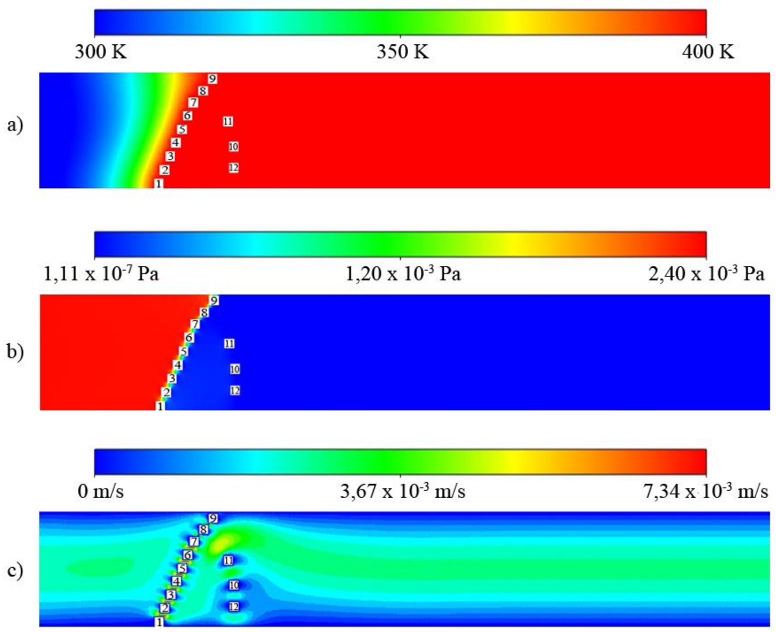

Figura 4.26 - Campos obtidos para o canal com $N = 12$, $Be_L = 24{,}5 \times 10^4$, $Pr = 0{,}71$, $L = 2{,}5$ mm e $D/L = 1{,}5$, encontrados no presente estudo: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

O caso com L = 5 mm foi analisado anteriormente na seção 4.2. Os resultados obtidos são mostrados na Fig. 4.31 no final dessa seção. A seguir serão mostrados os resultados encontrados para um escoamento convectivo forçado para L = 7,5 mm.

A Figura 4.27 ilustra os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.27(a), 4.27(b) e 4.27(c), respectivamente, para $N = 1$. Um maior tamanho do bloco faz com que se tenha uma maior área de troca térmica do bloco com o fluido circundante. Com isso, no campo térmico (Fig. 4.27(a)) é possível observar a jusante do bloco uma região da camada limite térmica que ocupa boa parte da área de ocupação, reduzindo as opções de inserção para os próximos blocos. Na região acima do bloco inserido há um estrangulamento do escoamento (Fig. 4.27(b)), o que aumenta a magnitude do escoamento (Fig. 4.27(c)).

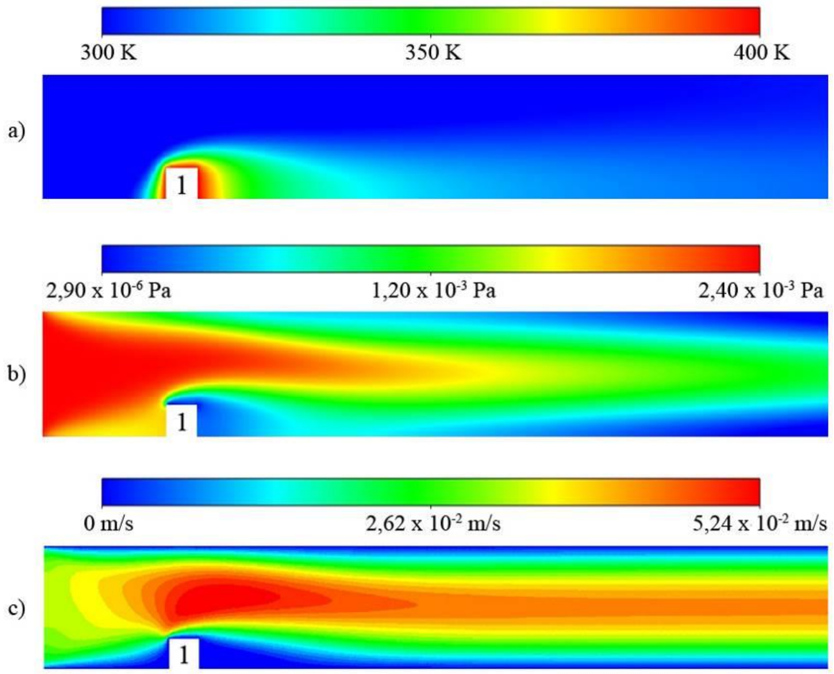

Figura 4.27 - Campos obtidos para o canal com um bloco predefinido ($N = 1$) montado no domínio para $Be_L = 24,5 \times 10^4$, $Pr = 0,71$, $L = 7,5$ mm, $D/L = 1,5$: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

A Figura 4.28 mostra os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.28(a), 4.28(b) e 4.28(c), respectivamente, para a configuração de $N = 1$ até $N = 3$, onde se obteve a maior taxa de transferência de calor por unidade de comprimento (q'_{max} = 18,4 W/m). A disposição do arranjo dos blocos segue os últimos casos analisados, com um alinhamento na diagonal da área de ocupação. No campo térmico (Fig. 4.28(a)), a região a jusante dos blocos inseridos não é adequada para a inserção de um novo bloco devido ao aumento da região de fluido aquecida. Na Figura 4.28(b) é possível observar o campo de pressão com uma pequena área no topo da área de ocupação sem resistência ao escoamento do fluido e, consequentemente, com uma maior magnitude do escoamento (Fig. 4.28(c)).

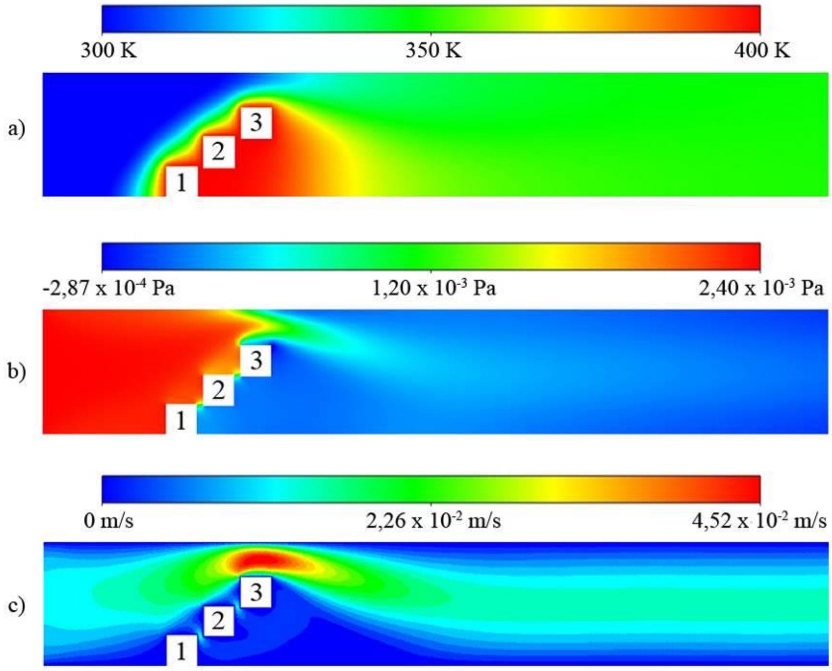

Figura 4.28 - Campos obtidos para o canal com o arranjo ótimo (N = 3) encontrado no presente estudo, para Be_L = 24,5 x 10^4, Pr = 0,71, L = 7,5 mm, D/L = 1,5: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

Na Figura 4.29 são mostrados os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.29(a), 4.29(b) e 4.29(c), respectivamente, para N = 4. O aumento do tamanho do elemento construtivo e a restrição de espaçamento entre os centros dos blocos faz com que o número de blocos inseridos reduza, se comparado aos demais casos analisados. A função de construção máxima encontrada para o quarto bloco a coloca numa região que ocorra a saturação do domínio (Fig. 4.29(a)), culminando numa elevada queda de pressão (Fig. 4.29(b)) e tornando a magnitude da velocidade praticamente constante ao longo do escoamento (Fig. 4.29(c)).

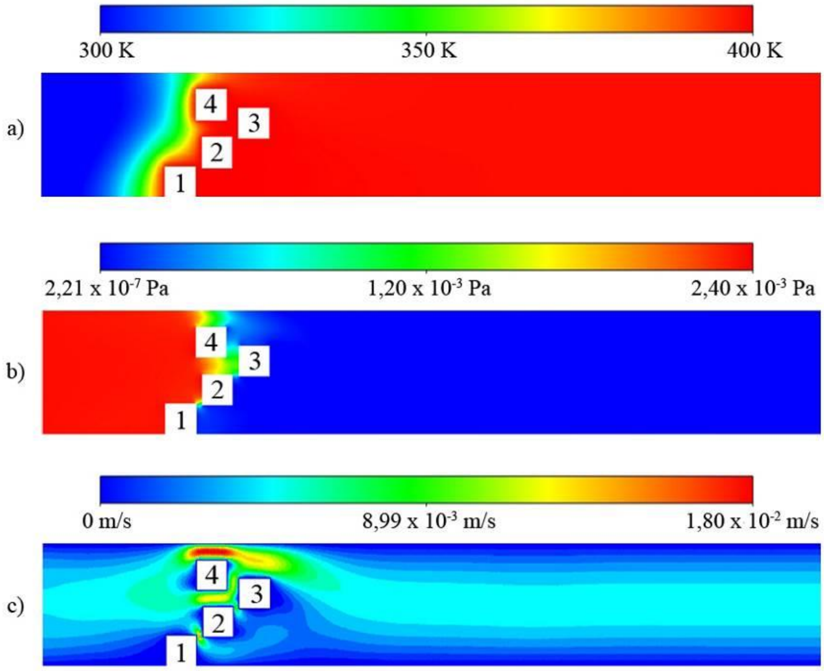

Figura 4.29 - Campos obtidos para o canal com $N = 4$, $Be_L = 24{,}5 \times 10^4$, $Pr = 0{,}71$, $L = 7{,}5$ mm e $D/L = 1{,}5$, encontrados no presente estudo: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

A Figura 4.30 mostra os campos de temperatura, pressão e velocidade, Fig. 4.30(a), 4.30(b) e 4.30(c), respectivamente, para o último bloco em que há a disponibilidade de inserção ($N = 5$), colocado numa região de fluido aquecido, onde não traz contribuição para a troca térmica.

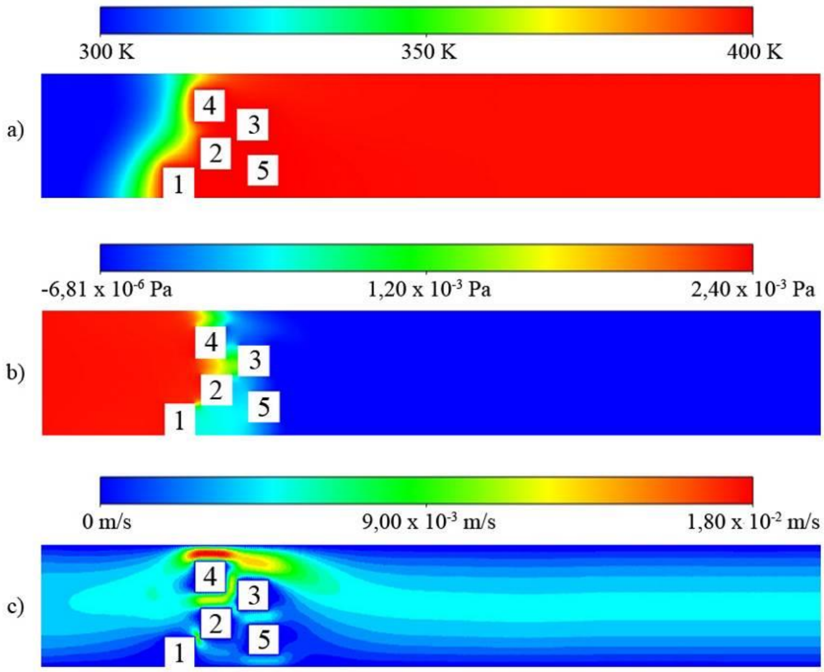

Figura 4.30 - Campos obtidos para o canal com $N = 5$, $Be_L = 24{,}5 \times 10^4$, $Pr = 0{,}71$, $L = 7{,}5$ mm e $D/L = 1{,}5$, encontrados no presente estudo: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

Nessa última análise é avaliada quantitativamente a influência do tamanho do elemento construtivo mantido um espaçamento D/L = 1,5 entre os centros dos blocos. A Figura 4.31 mostra o efeito da razão entre a área ocupada pelo número de blocos inseridos (N) e a área total de ocupação (A_{oc}), simbolizado por φ, sobre a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento (q'). Também na Tabela 4.3 são mostrados os resultados ótimos de q' para os diferentes L analisados. Pela avaliação da influência do tamanho do elemento construtivo é possível concluir que blocos maiores produzem uma magnitude de troca térmica maior, uma vez que o desempenho máximo foi de 1,6 vezes maior do que o pior desempenho. Contudo, blocos menores (L = 2,5 mm) nesse caso obtiveram sua performance máxima apenas 16% menor do que para L = 7,5 mm e ainda com uma baixa taxa de área de ocupação, o que dependendo das restrições de fabricação de microcanais traz uma comparação de grande importância para a avaliação do tamanho do elemento construtivo de forma a obter arranjos próximos da configuração ótima.

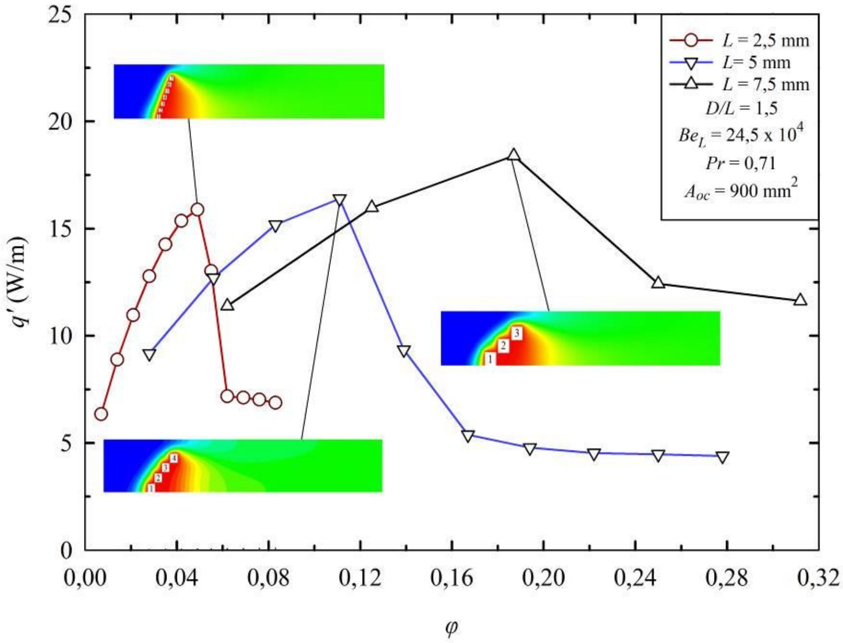

Figura 4.31 - Efeito da taxa de ocupação (φ) sobre a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento (q').

Tabela 4.3 – Resultados ótimos de q' para os diferentes L analisados, com D/L = 1,5.

***L* (mm)**	**q'_{max} (W/m)**	**φ_{opt}**
2,5	15,9	0,049
5	16,4	0,111
7,5	18,4	0,187

Para o estudo realizado, os resultados mostraram que a composição do arranjo apenas com pequenos blocos não é suficiente para se obter um melhor desempenho para o problema. Ao passo que o uso de blocos de maior dimensão conduziram ao melhor desempenho, contudo a saturação da área de ocupação ocorre para poucos blocos. Dessa forma, os resultados induzem ao pensamento de que configurações com poucos grandes blocos e vários blocos menores de diferentes dimensões podem conduzir a um sistema de melhor desempenho. Esse pensamento está de acordo com o princípio construtal da distribuição das escalas dos sistemas de fluxo em poucos grandes e muitos pequenos.

4.4. Influência da distância entre o centro dos blocos com o primeiro bloco centralizado

Nesta seção são mostrados os resultados encontrados para a construção do arranjo de blocos de lado L = 5 mm, montadas no canal sujeito a escoamento convectivo forçado com Be_L = 24,5 x 10^4 e Pr = 0,71. O diferencial dos arranjos apresentados até aqui é que para essa seção a primeira posição do elemento construtivo fica localizada no centro (x_1 = 45 mm; y_1 = 15 mm) da área de ocupação. Essa construção é realizada tomando como restrição a razão entre a distância mínima entre os centros dos blocos (D) e o tamanho do elemento construtivo (L) e definidas por D/L = 1, D/L = 1,5, D/L = 2 e D/L = 2,5. Uma análise similar a realizada nas sessões anteriores é apresentada.

O primeiro caso estudado foi o arranjo para um escoamento convectivo forçado com D/L = 1. A Figura 4.32 ilustra os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig 4.32(a), 4.32(b) e 4.32(c), respectivamente, para N = 1. Para o campo térmico (Fig. 4.32(a)), é possível observar uma região de fluido aquecido à jusante do bloco inserido, onde não é recomendado a inserção de um novo bloco. Na Figura 4.32(b) é possível ver que a resistência ao escoamento provocada pela inserção do primeiro bloco no centro faz com que se tenha uma relevante queda de pressão, o que acentua a magnitude do escoamento ao redor do bloco (Fig. 4.32(c)), sendo uma região promissora para a inserção dos próximos blocos.

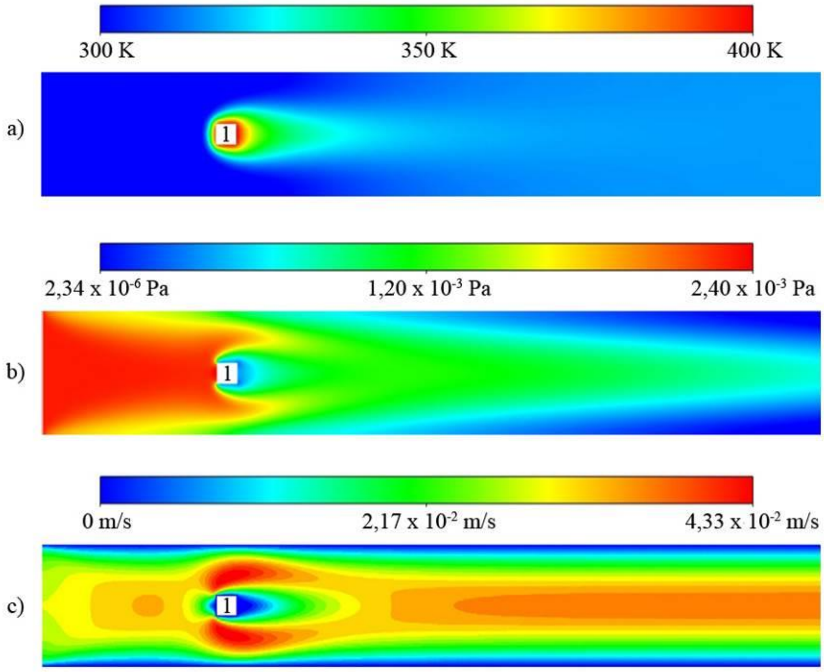

Figura 4.32 - Campos obtidos para o canal com um bloco predefinido ($N = 1$) montado no centro da A_{oc} para um $Be_L = 24{,}5 \times 10^4$, $Pr = 0{,}71$, $L = 5$ mm e $D/L = 1$: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

Na Figura 4.33 são mostrados os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.33(a), 4.33(b) e 4.33(c), respectivamente, para a próxima inserção relevante, com $N = 3$, onde foi obtida a maior taxa de transferência de calor por unidade de comprimento com $q'_{max} = 22{,}2$ W/m, uma taxa aproximadamente 60% maior do que a obtida para a mesma área de ocupação do caso apresentado na seção 4.1, onde o primeiro bloco foi inserido no canto inferior esquerdo da área de ocupação. Com isso, uma análise inicial é de que o início centralizado da construção do arranjo leva à obtenção de maiores magnitudes de troca térmica. Como esperado, os blocos 2 e 3 se dispuseram quase que simetricamente ao redor do primeiro bloco. Os resultados apresentaram para o campo térmico (Fig. 4.33(a)) uma pequena região acima e abaixo do arranjo onde provavelmente sejam inseridos os próximos blocos, pois se observa uma região de fluxo livre e, consequentemente, de menor resistência ao fluido (Fig. 4.33(b)) e maior magnitude (Fig. 4.33(c)).

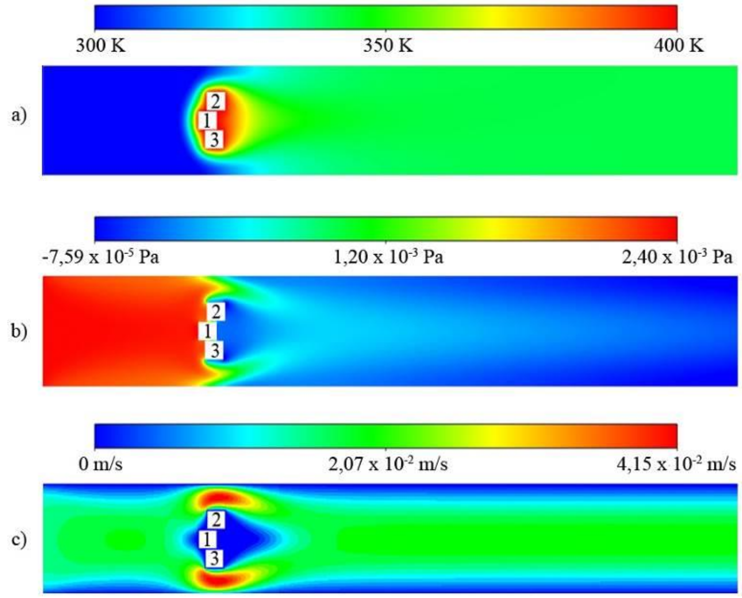

Figura 4.33 - Campos obtidos para o canal com o arranjo ótimo (N = 3) encontrado no presente estudo com o primeiro bloco inserido no centro da A_{oc} para um Be_L = 24,5 x 10^4, Pr = 0,71, L = 5 mm e D/L = 1: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

Na sequência, os blocos 4 e 5 se dispõe formando uma parede que bloqueia a passagem do escoamento, como pode ser visto na Fig. 4.34 para os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.34(a), 4.34(b) e 4.34(c), respectivamente. Esse bloqueio faz com que o fluido aqueça significativamente (Fig. 4.34(a)), ocasionando uma elevada queda de pressão (Fig. 4.34(b)) e na magnitude do escoamento, como mostra a Fig. 4.34(c).

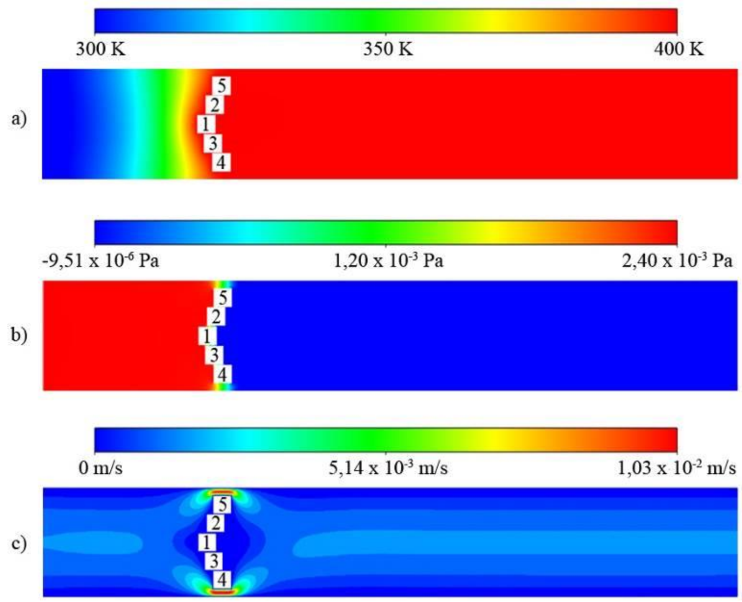

Figura 4.34 - Campos obtidos para o canal com N = 5 encontrados no presente estudo com o primeiro bloco inserido no centro da A_{oc} para um Be_L = 24,5 x 10^4, Pr = 0,71, L = 5 mm e D/L = 1: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

Na Figura 4.35 são exibidos os campos de temperatura, pressão e velocidade, Fig. 4.35(a), 4.35(b) e 4.35(c), respectivamente, obtidos para o caso com o maior número de blocos inseridos (N = 10). A função de construção máxima para os blocos 6 e 7 foram encontradas de forma a restringir ainda mais o escoamento. Os blocos se dispuseram quase que simetricamente ao redor da parede formada, dando início a um novo bloqueio a partir de $N = 9$. Como consequência, para $N \geq 5$ não é eficaz a inserção de novos blocos para a taxa de transferência de calor.

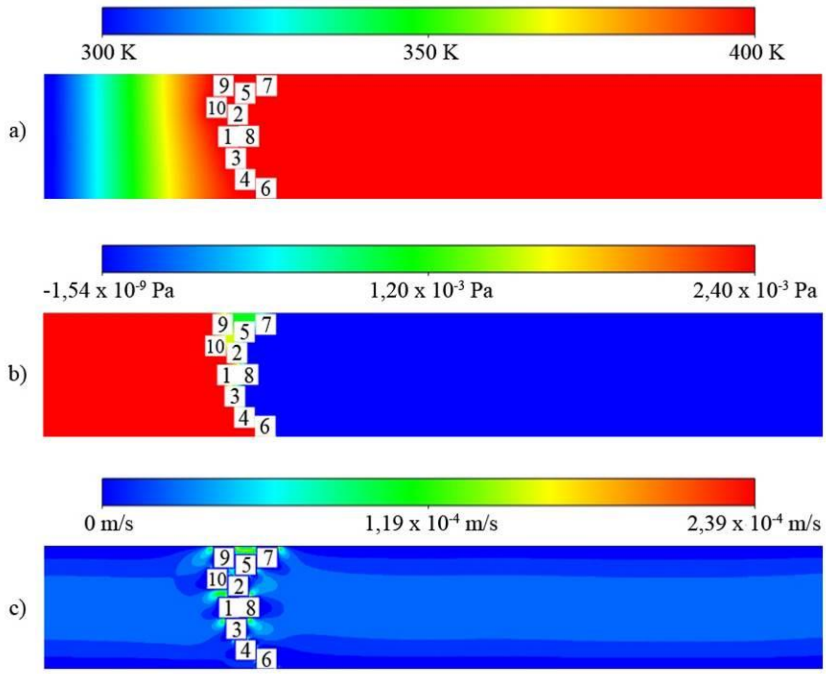

Figura 4.35 - Campos obtidos para o canal com N = 10 encontrados no presente estudo com o primeiro bloco inserido no centro da A_{oc} para um $Be_L = 24{,}5 \times 10^4$, Pr = 0,71, L = 5 mm e D/L = 1: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

O próximo caso estudado foi o arranjo para um escoamento convectivo forçado para D/L = 1,5. Para N = 1, análise foi feita quando apresentada a Fig. 4.32.

A Figura 4.36 ilustra os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig 4.36(a), 4.36(b) e 4.36(c), respectivamente, para a configuração com N = 3, que representa o caso com a maior taxa de transferência de calor por unidade de comprimento com q'_{max} = 24,0 W/m, o que representa uma taxa aproximadamente 58% maior do que a obtida com os mesmos parâmetros do caso apresentado na seção 4.2, mudando apenas a posição inicial. Assim como para D/L = 1 (Fig. 4.33), os blocos se dispuseram simetricamente em relação ao primeiro bloco inserido, agora com um distanciamento maior entre os centros dos blocos, gerando uma configuração alternada. Os resultados também apresentaram para o campo térmico (Fig. 4.36(a)) uma pequena região entre os blocos onde há passagem mais livre para o escoamento, diminuindo também a resistência à passagem do escoamento em comparação com o caso D/L = 1,0. Esse comportamento pode ser visto nos campos de pressão e velocidade (Figs. 4.36(b) – (c)).

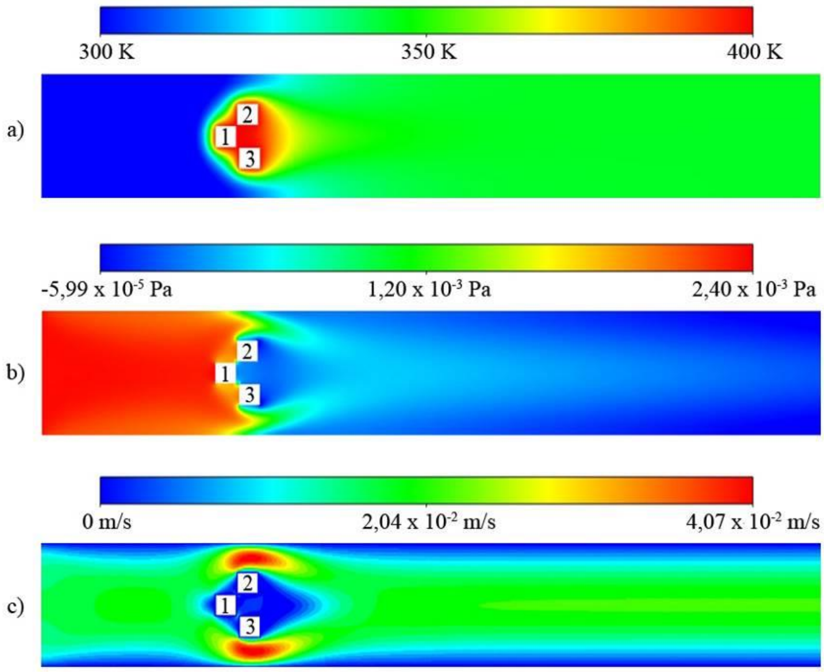

Figura 4.36 - Campos obtidos para o canal com o arranjo ótimo (N = 3) encontrado no presente estudo com o primeiro bloco inserido no centro da A_{oc} para um Be_L = 24,5 x 10^4, Pr = 0,71, L = 5 mm e D/L = 1,5: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

A partir de N = 4 até N = 7, mesmo com o distanciamento entre os centros dos blocos e a formação de um arranjo praticamente simétrico, é gerada uma região de grande restrição ao escoamento, fazendo com que o fluido aqueça significativamente (Fig. 4.37(a)), ocasionando uma elevada queda de pressão (Fig. 4.37(b)) e na magnitude do escoamento, como mostra a Fig. 4.37(c).

Na Figura 4.38 são exibidos os campos de temperatura, pressão e velocidade, Fig. 4.38(a), 4.38(b) e 4.38(c), respectivamente, obtidos para o caso com o maior número de blocos inseridos (N = 10). Como contribuição para o presente trabalho, é possível observar que os blocos se dispuseram quase que simetricamente dentro da área de ocupação, uma vez que para $N \geq 5$ não é eficaz a inserção de novos blocos para a taxa de transferência de calor.

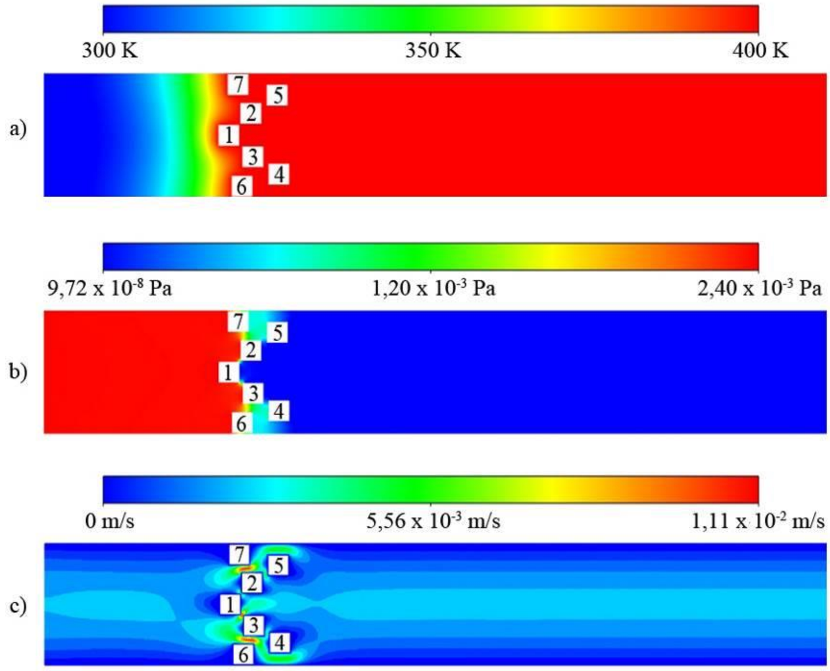

Figura 4.37 - Campos obtidos para o canal com $N = 7$ encontrados no presente estudo com o primeiro bloco inserido no centro da A_{oc} para um $Be_L = 24{,}5 \times 10^4$, $Pr = 0{,}71$, $L = 5$ mm e $D/L = 1{,}5$: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

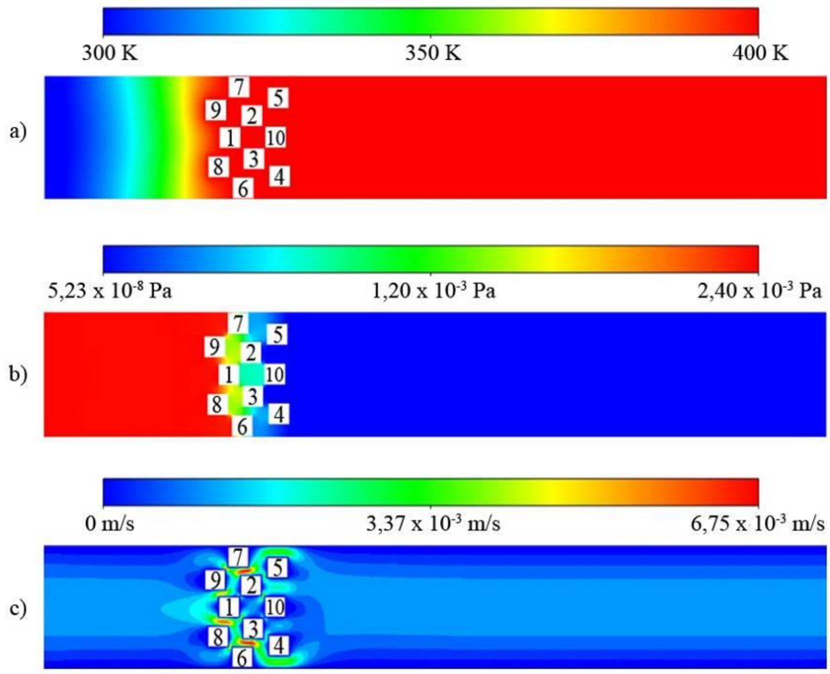

Figura 4.38 - Campos obtidos para o canal com $N = 10$ encontrados no presente estudo com o primeiro bloco inserido no centro da A_{oc} para um $Be_L = 24{,}5 \times 10^4$, $Pr = 0{,}71$, $L = 5$ mm e $D/L = 1{,}5$: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

Para a próxima análise são mostrados os resultados encontrados para um escoamento convectivo forçado para $D/L = 2$. Para $N = 1$ os campos obtidos são os mesmos apresentados no início da seção (Fig. 4.32). Será apresentada a análise a partir da próxima inserção relevante, que é para N = 3, onde se obtém a maior taxa de transferência de calor por unidade de comprimento (q'_{max} = 30,0 W/m). Na Figura 4.39 são observados os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.39(a), 4.39(b) e 4.39(c), respectivamente. Com um maior distanciamento entre o centro dos blocos, a formação do arranjo vai tomando uma forma mais irregular, com o terceiro bloco se distanciando mais do primeiro em comparação aos casos anteriores. Muito provavelmente isso se deve à inserção do segundo bloco mais afastado do primeiro, gerando maior influência ao longo do domínio e gerando uma condição de assimetria (Fig. 4.39(c)). A Figura 4.39(a) mostra a camada limite térmica gerada a jusante dos blocos inseridos, onde a inserção de um novo bloco não é recomendado devido ao contato com uma corrente de fluido aquecida. Na Figura 4.39(b) é exibido o campo de pressão, onde pode ser visto que na região acima e abaixo do arranjo apresentou uma maior intensificação da quantidade de movimento e, consequentemente, uma maior magnitude de velocidade (Fig 4.39(c)).

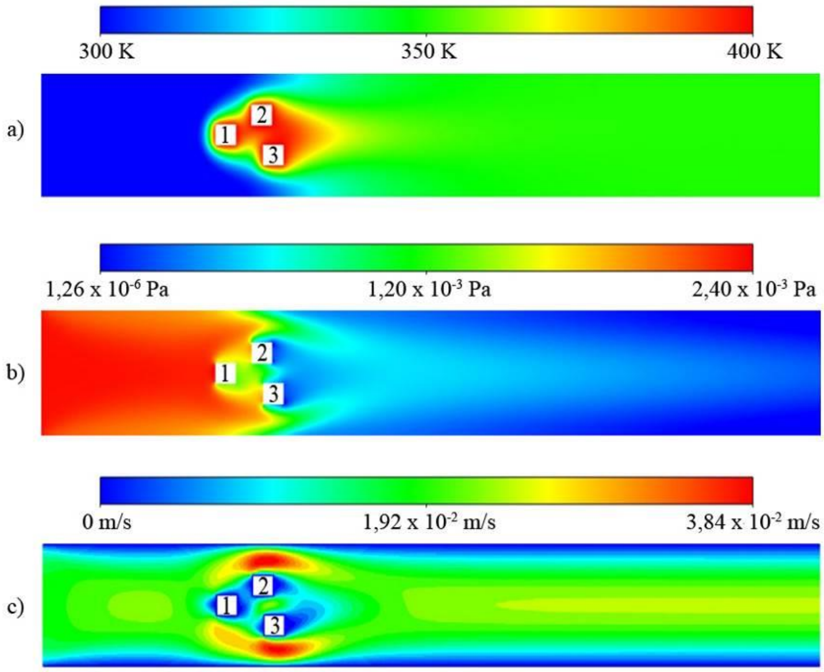

Figura 4.39 - Campos obtidos para o canal com um bloco predefinido (N = 3) montado no domínio com o primeiro bloco inserido no centro da A_{oc} para um Be_L = 24,5 x 10^4, Pr = 0,71, L = 5 mm e D/L = 2: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

A Figura 4.40 mostra os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.40(a), 4.40(b) e 4.40(c), respectivamente, para a configuração até N = 5. A função de construção máxima encontrada colocou o quarto e quinto bloco logo abaixo e acima, respectivamente, do primeiro bloco. Isso praticamente restringiu o escoamento, saturando o escoamento a jusante do arranjo (Fig. 4.40(a)), ocasionando uma drástica queda de pressão (Fig. 4.40(b)) e uma menor magnitude do campo de velocidades (Fig. 4.40(c)).

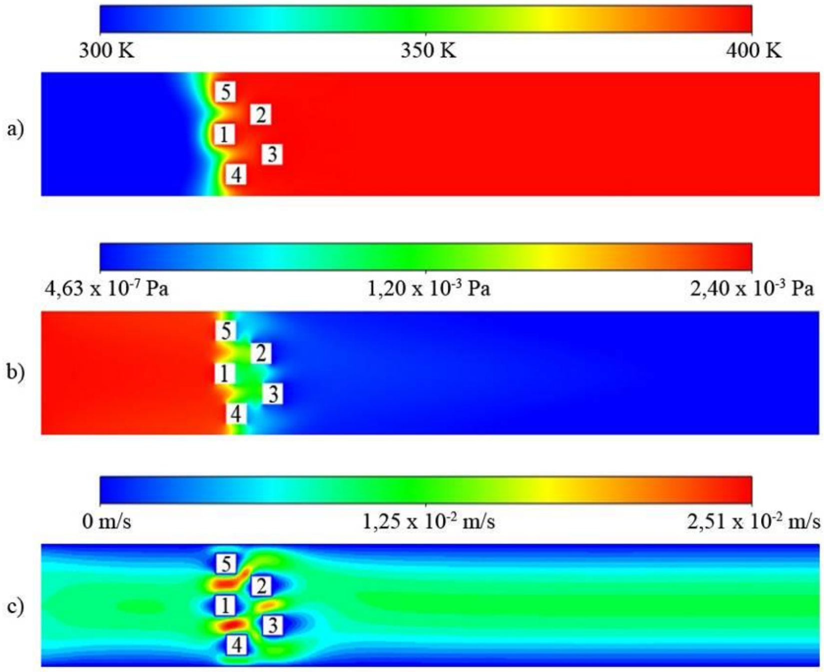

Figura 4.40 - Campos obtidos para o canal com o arranjo ótimo (N = 5) encontrado no presente estudo com o primeiro bloco inserido no centro da A_{oc} para um Be_L = 24,5 x 10^4, Pr = 0,71, L = 5 mm e D/L = 2: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

Na Figura 4.41 são mostrados os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.41(a), 4.41(b) e 4.41(c), respectivamente, para o número máximo de blocos que foram possíveis inserir (N = 7), respeitada a restrição do distanciamento entre os centros dos blocos. Os blocos se dispuseram quase que de forma circunferencial ao redor do primeiro bloco. Mesmo assim, há uma restrição considerável para a passagem do escoamento ocasionando uma saturação do escoamento (Fig. 4.41(a)), gerando uma elevada queda de pressão (Fig. 4.41(b)) e reduzindo as áreas de circulação do escoamento (Fig. 4.41(c)).

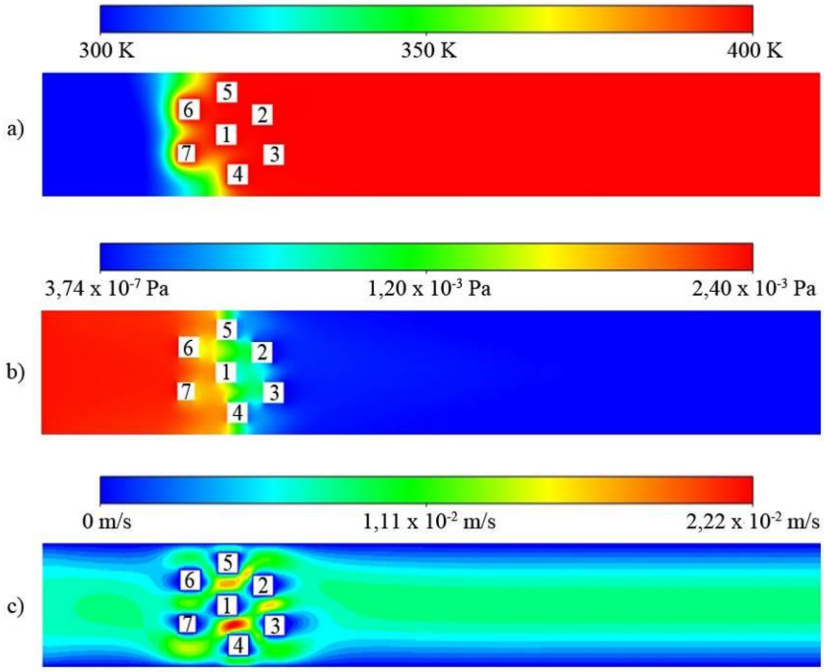

Figura 4.41 - Campos obtidos para o canal com N = 7 encontrados no presente estudo com o primeiro bloco inserido no centro da A_{oc} para um Be_L = 24,5 x 10^4, Pr = 0,71, L = 5 mm e D/L = 2: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

Uma última análise da influência da distância entre os blocos com o primeiro bloco centralizado é realizada, agora para D/L = 2,5. Para N = 1 a análise é a mesma realizada no início da seção (Fig. 4.32). A Figura 4.42 mostra os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.42(a), 4.42(b) e 4.42(c), respectivamente, para a configuração de N = 3. O arranjo dos blocos segue os últimos casos analisados, agora com um maior espaçamento. No campo térmico (Fig. 4.42(a)), a região a jusante dos blocos inseridos não está tão aquecida como nos casos anteriores, porém os blocos 2 e 3 já estão no limite lateral da área de ocupação, ou seja, as novas inserções se posicionarão mais a montante do arranjo. A Figura 4.42(b) mostra, no campo de pressão, três pequenas regiões sem resistência ao escoamento do fluido e, consequentemente, com uma maior magnitude do escoamento (Fig. 4.42(c)).

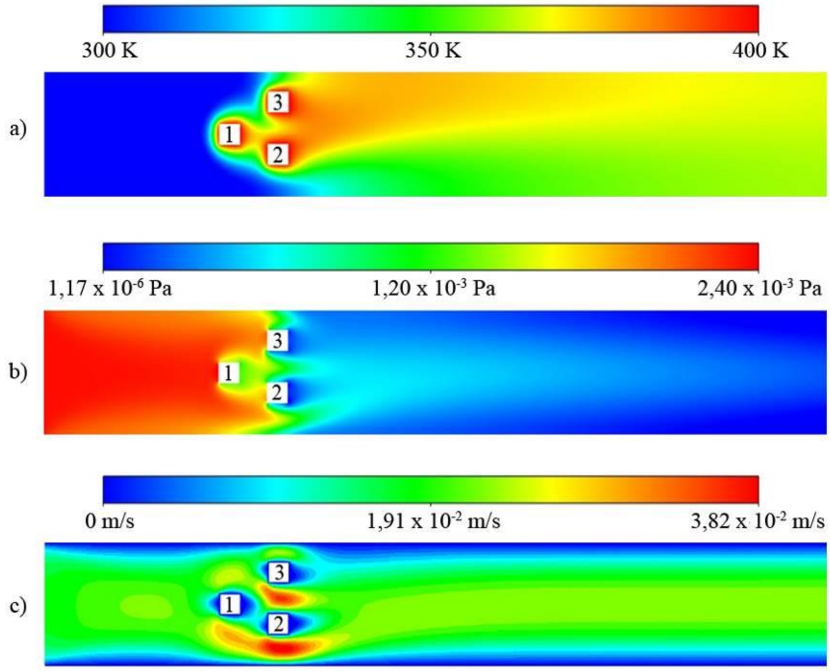

Figura 4.42 - Campos obtidos para o canal com o arranjo ótimo (N = 3) encontrado no presente estudo com o primeiro bloco inserido no centro da A_{oc} para um Be_L = 24,5 x 10^4, Pr = 0,71, L = 5 mm e D/L = 2,5: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

Na Figura 4.43 são mostrados os campos térmicos, de pressão e de velocidade, Fig. 4.43(a), 4.43(b) e 4.43(c), respectivamente, para o arranjo onde foi encontrada a maior taxa de transferência de calor por unidade de comprimento para esse caso (q'_{max} = 38,0 W/m), com N = 5. Com um maior espaçamento e um arranjo simétrico, semelhante aos arranjos alternados encontrados na literatura, foi obtido uma distribuição mais igualitária do fluxo ao redor dos blocos. Mesmo assim, ainda se tem uma região aquecida significativamente a jusante dos blocos inseridos no canal (Fig. 4.43(a)), uma queda de pressão mais suave (Fig. 4.43(b)) e menores diferenças entre as magnitudes do escoamento (Fig. 4.43(c)). Os resultados claramente indicam que a técnica construtiva conduziu a geração de um arranjo bem identificado na literatura como um bom arranjo para o desempenho térmico de trocadores de calor.

Seguindo a restrição de distanciamento entre os blocos, ainda foi possível inserir mais um bloco até preencher a área de ocupação. A Figura 4.44 mostra os campos de temperatura, pressão e velocidade, Fig. 4.44(a), 4.44(b) e 4.44(c), respectivamente, para N = 6. A função de construção máxima encontrada para N = 6 o colocou numa posição mais a montante do arranjo, não restringindo o escoamento, o que estabilizou a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento numa elevada magnitude.

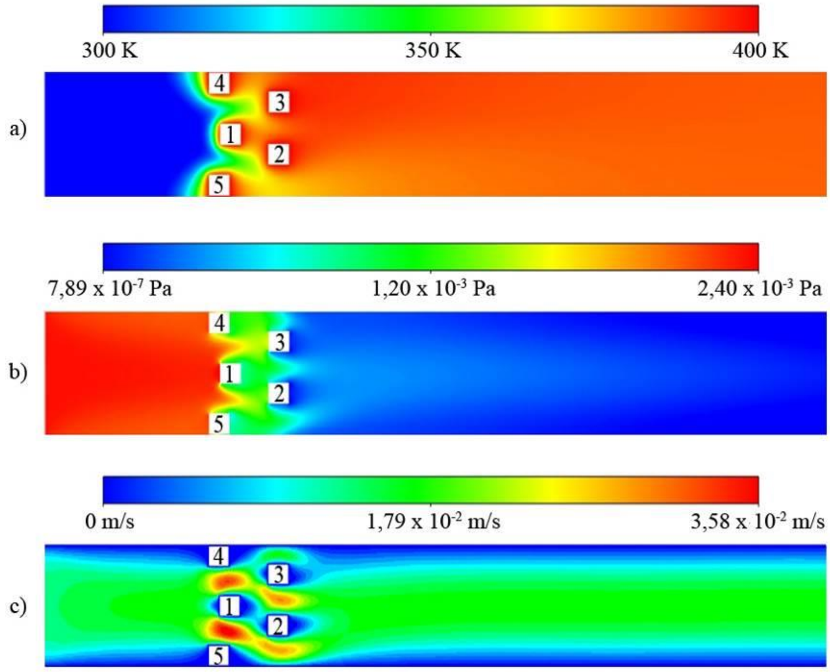

Figura 4.43 - Campos obtidos para o canal com $N = 5$ encontrados no presente estudo com o primeiro bloco inserido no centro da A_{oc} para um $Be_L = 24{,}5 \times 10^4$, $Pr = 0{,}71$, $L = 5$ mm e $D/L = 2{,}5$: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

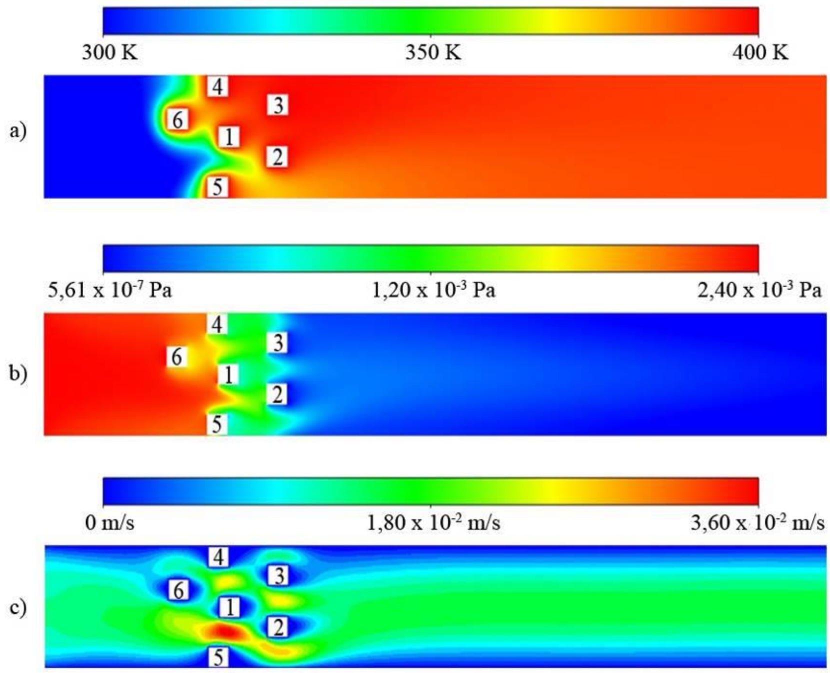

Figura 4.44 - Campos obtidos para o canal com $N = 6$ encontrados no presente estudo com o primeiro bloco inserido no centro da A_{oc} para um $Be_L = 24{,}5 \times 10^4$, $Pr = 0{,}71$, $L = 5$ mm e $D/L = 2{,}5$: a) temperatura, b) pressão, c) velocidade.

A influência do distanciamento entre os centros dos blocos com o primeiro bloco centralizado é agora analisado quantitativamente. A Figura 4.45 mostra o efeito da razão entre a área ocupada pelo número de blocos inseridos (*N*) sobre a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento (*q'*) e na Tab. 4.4 são apresentados, resumidamente, os resultados ótimos de *q'* encontrados para os diferentes *D/L* analisados. Os resultados mostraram que para os casos estudados, a maior liberdade dada ao escoamento do fluido entre os blocos do arranjo, permitiu a geração de estruturas de melhor desempenho e configurações mais complexas. Enquanto pequenas distâncias mínimas entre blocos conduziram a piores desempenhos e arranjos com blocos aninhados, mais indicados em problemas com menor magnitude de fluxo/escoamento.

Com a avaliação da influência do distanciamento entre os centros dos blocos com o primeiro bloco centralizado foi possível observar que, assim como na análise realizada na seção 4.2, contribuiu diretamente no aumento da taxa de transferência de calor por unidade de comprimento, porém foi observado que para maiores distanciamentos entre os blocos foram obtidas maiores *q'* com o primeiro bloco inserido no canto inferior esquerdo da área de ocupação e, para menores distanciamento, as maiores magnitudes foram obtidas quando o primeiro bloco foi inserido centralizado, o que dá um indício da importância de se avaliar o distanciamento entre os blocos de forma a obter arranjos próximos da configuração ótima. Outra observação importante é que os resultados mostraram que a construção inicial afeta na maior ou menor assimetria do arranjo gerado, como pode ser visto nas configurações ótimas apresentadas nas Figs. 4.23 e 4.45.

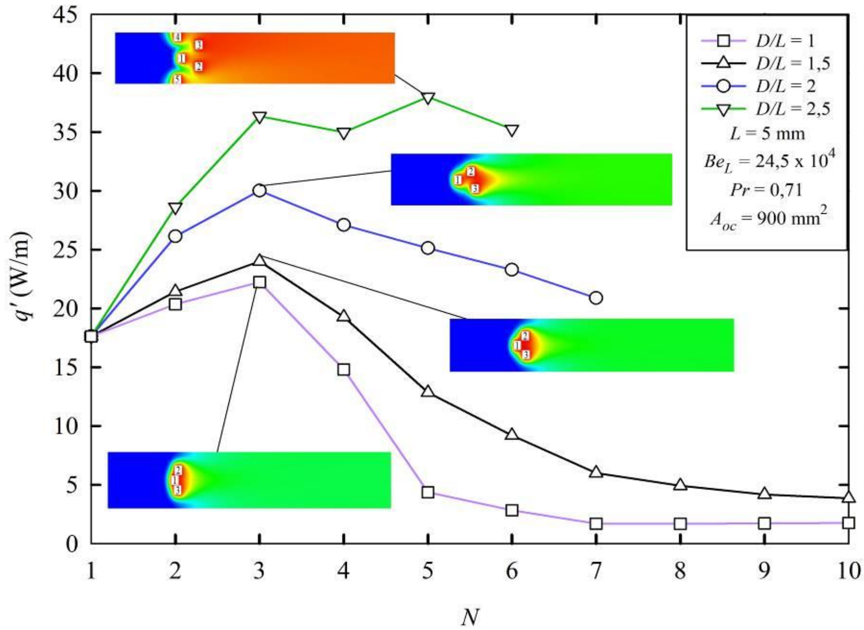

Figura 4.45 - Efeito do número de blocos (*N*) sobre a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento (*q'*)

Tabela 4.4 – Resultados ótimos de *q'* para os diferentes *L* analisados, com primeiro bloco centralizado na A_{oc} e D/L = 1,5.

D/L	q'_{max} **(W/m)**	N_{opt}
1,0	22,2	3
1,5	24,0	3
2,0	30,0	3
2,5	38,0	5

.

5. CONCLUSÕES

O presente trabalho numérico investigou o emprego de um algoritmo para crescimento baseado na Teoria Construtal para montar diferentes arranjos de blocos aquecidos inseridos em um canal sujeito a escoamentos convectivos forçados e laminares. Os objetivos principais foram obter configurações geométricas para o arranjo de blocos que conduzisse a melhores desempenhos térmicos do problema sem a necessidade de avaliar um arranjo pré-definido de forma exaustiva e identificar a evolução da forma do arranjo montando os blocos em sequência de um em um usando uma função de construção baseada na dinâmica dos fluidos e campos térmicos para diferentes condições de intensidade do escoamento, liberdade do arranjo (dada pela distância mínima entre blocos), tamanho dos blocos e posição do bloco inicial.

Para todos os casos simulados, foi considerado um escoamento convectivo forçado com um Pr = 0,71. Foi analisada a influência da intensidade do escoamento para três números de Bejan (Be_L = 2,45 x 10^4, 24,5 x 10^4 e 123,3 x 10^4), da distância entre os centros dos blocos (D/L = 1,0, 1,5, 2 e 2,5) e do tamanho do elemento construtivo (L = 2,5 mm, 5 mm e 7,5 mm). Os resultados indicaram que o emprego de uma função de construção levou a resultados promissores, alcançando uma configuração ótima irregular semelhante à observada em alguns sistemas naturais, quando o bloco inicial foi montado no canto inferior esquerdo da área de ocupação. Quando o bloco inicial foi montado no centro da área de ocupação, houve uma tendência de montagem mais simétrica, com melhor desempenho quando o arranjo tendia a ser alternado (semelhante ao encontrado em diversos equipamentos térmicos).

Para a análise da influência da intensidade do escoamento foi observado que em escoamentos menos intensos (Be_L = 2,45 x 10^4) o melhor desempenho foi obtido no início da construção do arranjo (para N = 2). Já para intensidades de escoamentos intermediárias (Be_L = 24,5 x 10^4) e mais intensas (Be_L = 123,3 x 10^4) uma configuração complexa intermediária (N = 4) levou ao melhor desempenho, o que indica que o aumento da intensidade do escoamento conduz a arranjos ótimos mais complexos (ou ao menos com maior número de elementos).

Analisando a influência do distanciamento entre os centros dos blocos é possível observar que, para um mesmo tamanho do elemento construtivo, quanto maior o distanciamento (D/L = 2,5) maiores são as trocas térmicas entre os blocos e o fluido circundante (q'_{max} = 40,4 W/m). De uma forma geral, o grau de liberdade D/L apresentou importante influência sobre a montagem do arranjo de blocos. Para pequenas razões D/L os blocos são montados de forma amontoada, ao passo que para maiores razões de D/L os blocos acabam sendo montados de forma alternada com maior liberdade para o escoamento passar entre os blocos do arranjo. O comportamento obtido aqui está em concordância com o estabelecido pela Lei Construtal, que o design dos sistemas de fluxo/escoamento de dimensões finitas irá se configurar de forma a maximizar o acesso às correntes externas.

Uma última análise é feita, agora avaliando a influência do tamanho do elemento construtivo mantido um espaçamento constante de D/L = 1,5 entre os centros dos blocos. Como resultado foi obtido que blocos maiores (L = 7,5 mm) produzem uma magnitude de troca térmica maior, uma vez que o melhor desempenho alcançado foi 1,6 vezes superior do que o pior desempenho. Um outro dado que pode ser extraído é que a variação da magnitude de troca térmica nos casos ótimos foi de cerca de 16 % entre blocos maiores (L = 7,5 mm) e menores (L = 2,5 mm). Levando-se em consideração que, para esse caso, os blocos menores ocupam cerca de 4 vezes menos a área de ocupação, pode-se avaliar a grande importância do tamanho do elemento construtivo de forma a obter arranjos próximos da configuração ótima. Os resultados desse caso indicam que a composição do arranjo apenas com pequenos blocos não é suficiente para se obter um melhor desempenho para o problema. Ao passo que o uso de blocos de maior dimensão conduziu ao melhor desempenho. Contudo, a saturação da área de ocupação ocorre para poucos blocos. Dessa forma, os resultados induzem ao pensamento de que configurações com poucos grandes blocos e vários blocos menores de diferentes dimensões podem conduzir a um sistema de melhor desempenho. Esse pensamento está de acordo com o princípio construtal da distribuição das escalas dos sistemas de fluxo/escoamento em poucos grandes e muitos pequenos. Futuros estudos devem ser realizados no sentido de avaliar esse comportamento. De uma forma geral, o estudo mostrou que a técnica construtiva baseada na Teoria Construtal é bastante promissora para a avaliação da forma de arranjos de blocos ou corpos rombudos inseridos em canais sujeitos a escoamentos com transferência de calor por convecção. Além disso, essa técnica pode atuar de forma complementar às técnicas empregadas atualmente para arranjos pré-definidos (associação da Teoria Construtal com diferentes técnicas de otimização) para racionalizar a busca por formas ótimas.

6. PROPOSTA DE CONTINUIDADE

Como proposta de continuidade para o presente trabalho sugere-se:

a) investigar a influência da função de construção (testando outras equações) sobre a montagem do arranjo de blocos;

b) refinar a investigação para outros números de Bejan e razão *D/L* sobre a montagem dos blocos e o indicador de performance do problema;

c) investigar diferentes sequências de construção, dando liberdade na inserção dos novos blocos, de acordo com os resultados da função de construção;

d) desenvolver estratégia para a construção de blocos de diferentes tamanhos no arranjo, procurando desenvolver arranjos com poucos blocos grandes e muitos pequenos, analisando sua influência sobre a performance do sistema estudado;

e) analisar o comportamento da montagem do arranjo para escoamentos no regime turbulento;

f) avaliar a influência do tamanho da área de ocupação.

7. REFERÊNCIAS

Trocadores de calor de placa vedada. **ALFA LAVAL**. Disponivel em: <https://www.alfalaval.co.uk/microsites/gasketed-plate-heat-exchangers/types/industrial/>. Acesso em: 14 jul. 2019.

AVENDAÑO, P. A.; SOUZA, J. A.; ADAMATTI, D. F. Construction of conductive pathways using genetic algorithms and constructal theory. **Int. J. Therm. Sci.**, v. 126, p. 118-124, 2018.

BEJAN, A. Constructal-theory network of conducting paths for cooling a heat generating volume. **Int. J. Heat Mass Transfer**, v. 40, p. 799-816, 1997.

BEJAN, A. **Shape and structure, from engineering to nature**. New York: Cambridge University Press, 2000.

BEJAN, A. **Convection Heat Transfer**. New Jersey: John Wiley 4 ed., 2013.

BEJAN, A. **The physics of life:** the evolution of everything. New York City: St. Martins Press, 2016.

BEJAN, A.; LORENTE, S. Constructal law of design and evolution: Physics, biology, technology, and society. **Journal of Applied Physics**, v. 113, n. 151301, 2013.

BELLO-OCHENDE, T.; LIEBENBERG, L.; MEYER, J. P. Constructal cooling channels for micro-channel heat sinks. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 50, . p. 4141–4150, 2007.

CARRIER. **Microchannel Technology - More efficient, compact, and corrosion resistant technology for air cooled chiller applications**, 2006.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de Calor e Massa 4ª Ed**. Mc Graw Hill, 2012.

CHEN, C.; DING, C. Study on the thermal behaviour and cooling performance of a nanofluid-cooled microchannel heat sink. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 50, p. 378-384, 2011.

DARÓCZY, L.; JANIGA, G.; THÉVENIN, D. Systematic analysis of the heat exchanger arrangement problem using multi-objective genetic optimization. **Energy**, v. 65, p. 364-373, 2014.

DONG, X.; LIU, X. Multi-objective optimization of heat transfer in microchannel for non-Newtonian fluid. **Chemical Engineering Journal**, v. 412, p. 128594, 2021.

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

ESTRADA, E. S. D.; BARRETO, E. X.; ISOLDI, L. A.; DOS SANTOS, E. D.; LORENTE, S.; ROCHA, L. A. O. Constructal design of tree shaped cavities inserted into a cylindrical body with heat generation. **Int. J. Therm. Sci.**, v. 152, p. 106342-106342-10, 2020.

FEIJÓ, B.C.; LORENZINI, G.; ISOLDI, L.A.; ROCHA, L.A.O.; GOULART, J.N.V.; DOS SANTOS, E.D. Constructal design of forced convective flows in channels with two alternated rectangular heated bodies. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 125, p. 710-721, 2018.

FERZIGER, J. H.; PERIC, M. **Computational Methods for Fluid Dynamics**. 3ª. ed., Springer, 2002.

FLUENT. **Documentation Manual**., v. 14.3, 2013.

GOUVÊA, R.A.; MOREIRA, M.L.; SOUZA, J.A. Evolutionary design algorithm for optimal light trapping in solar cells. **J. Appl. Phys.**, v. 125, p. 043105, 2019.

INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6ª Ed., LTC, 2008.

Trocadores de calor para indústria de óleo & gás. KELVION. Disponivel em: <https://www.kelvion.com/br/industries/market/oleo-e-gas/>. Acesso em: 19 fev. 2021.

LEE, S. M.; KIM, K. Y. Comparative study on performance of a zigzag printed circuit heat exchanger. **Heat and Mass Transfer**, v. 49, n. 7, p. 1021-1028, 2013.

LIU, J.; LI, R.; WANG, K. Net-based topology optimization approach for cooling channels. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 156, p. 106494, 2020.

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2004.

MORTEAN, M. V. V., 2017. **Trocadores de calor compactos soldados por difusão: fabricação e modelagem**. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina.

MOUKALLED, F.; MANGINI, L.; DARWISH, M. **The Finite Volume Method in Computacional Fluid Dynamics**. Suiça: Springer, 2016.

MUNSON, B. **Fundamentos da Mecânica dos Fluidos**. 4ª. ed., Blucher, 2004.

NAQIUDDIN, N. H.; SAW, L. H.; YEW, M. C.; YUSOF, F.; NG, M. K. Overview of micro-channel design for high heat flux application. **Renewable Sustainable Energy Reviews**, v. 82, p. 901-914, 2018.

OLIVEIRA, A. C. P.; DA SILVA, G. C. G. R.; COTTA, C. P. N; SU, J. CFD Analysis of a Printed Circuit Heat Exchanger Applied to a Nuclear Fusion Reactor. **Proceedings of 18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering**, ENCIT, 2020.

PARISHER, R. A.; RHEA, R. A. **Pipe Drafting and Design**. 3ª ed., Elsevier, 2012.

PEDROTTI, V. A.. 2015. **Otimização geométrica de arranjos tubulares submetido a escoamento externo utilizando Construtal Design**. Dissertação para Mestrado em Modelagem Computacional, Universidade Federal do Rio Grande (FURG).

PEDROTTI, 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. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 111, p. 104458-1 - 104458-12, 2020.

QU, W.; MUDAWAR, I. Analysis of three-dimensional heat transfer in micro-channel heat sinks. **Int. J. Heat Mass Transf.**, v. 45 (19), p. 3973–3985, 2002.

RAMETTA, R. S., 2007. **Avaliação Teórica e Experimental da Utilização de Condensadores de Microcanais em Refrigeradores Domésticos**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina.

SAHU, A. K.; CHHABRA, R. P.; ESWARAN, V. Effects of Reynolds and Prandtl numbers on heat transfer from a square cylinder in the unsteady flow regime. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, p. 839-850, 2009.

SCHELBLE, Y. F., 2016. **Análise teórica de trocadores de calor tipo circuito impresso via abordagem de meios porosos.** Projeto de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro.

SHI, X.; LI, S.; MU, Y.; YIN, B. Geometry parameters optimization for a microchannel heat sink with secondary flow channel. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 104, p. 89-100, 2019.

SOUZA, J.A.; ORDONEZ, J.C. **Constructal design of high-conductivity inserts**. In: ROCHA, L. A. O.; LORENTE, S.; BEJAN, A. **Constructal Law and the Unifying Principle of Design**. New York: Springer New York, p. 91-111., 2013

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics - The finite volum method**. Essex, Reino Unido: Longman Scientific and Technical, 1995.

VIANNA, J. C. B.; ESTRADA, E. DA S.D.; ISOLDI, L. A.; DOS SANTOS, E. D.; SOUZA, J. A. A new Constructal Theory based algorithm applied to thermal problems. **Int. J. Therm. Sci.**, v. 126, p. 118–124, 2018.

Diffusion Bonded Microchannel Heat Exchangers. VPE. Disponivel em: <http://www.vpei.com/diffusion-bonded-microchannel-heat-exchangers/>. Acesso em: 06 maio 2020.