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

OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DE UM CANAL COM ALETAS RETANGULARES SUBMETIDO À CONVECÇÃO FORÇADA APLICANDO O MÉTODO DESIGN CONSTRUTAL

por

Bruno Costa Feijó

Dissertação para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Oceânica

Rio Grande, julho, 2017

OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DE UM CANAL COM ALETAS RETANGULARES SUBMETIDO À CONVECÇÃO FORÇADA APLICANDO O MÉTODO DESIGN CONSTRUTAL

Por

Bruno Costa Feijó

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 (PPGEO/FURG)
Co-orientador : Prof. Dr. Jhon Nero Vaz Goulart (UnB)

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos (PPGEO/FURG)

Prof. Dr. Francis Henrique Ramos França (PROMEC/UFRGS)

Prof. Dr. Jeferson Avila Souza (PPGEO/FURG)

Prof. Dr. Liércio André Isoldi (PPGEO/FURG)

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

Rio Grande, 06 de Julho de 2017

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais.

Agradeço ao orientador professor Doutor Elizaldo Domingues dos Santos.

Agradeço ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica da FURG.

Agradeço à Universidade Federal do Rio Grande (FURG).

Agradeço à CAPES.

RESUMO

O presente trabalho é um estudo sobre o escoamento em canais aletados. O problema proposto foi simulado numericamente e o método Design Construtal associado à busca exaustiva foi aplicado para uma avaliação geométrica do canal. O problema consiste em um canal bidimensional, contendo duas aletas retangulares aquecidas, uma na parede superior e outra na inferior. Um escoamento incompressível atravessa o canal em regime laminar, permanente, com uma temperatura menor do que a temperatura das aletas, causando a convecção forçada. Dois graus de liberdade foram considerados: a razão entre a altura e a largura das duas aletas (H_1/L_1; H_2/L_2). Além destes dois graus de liberdade também foram variadas as razões entre as áreas das aletas e as suas áreas de ocupação. A avaliação geométrica teve dois objetivos: maximizar a troca térmica entre as aletas e o escoamento circundante e minimizar a diferença de pressão entre a entrada e a saída do canal, ou seja, um objetivo térmico e um fluidodinâmico, respectivamente. Foi concluído que a maior razão da área das aletas sobre sua área de ocupação entre as estudadas neste trabalho, $\phi_1 = \phi_2 = 0,2$, é que melhor atende ao multiobjetivo proposto, sendo superior em 8,58% ao caso ótimo obtido para a menor fração de área estudada, $\phi_1 = \phi_2 = 0,05$. Também foi demonstrado que razões intermediárias entre a altura e largura das aletas são as que melhor atendem ao problema multi-ojetivo. Foi verificado que uma variação das razões entre altura e largura das aletas causa um efeito significativamente maior na diferença de pressão do canal do que sobre a troca térmica. A análise térmica do problema indicou que as geometrias que tem melhor desempenho térmico são as geometrias em que as aletas possuem maior inserção no canal (maior altura e maior área) enquanto que a análise fluidodinâmica demonstrou que os melhores desempenhos deste ponto de vista são obtidos quando as aletas possuem as menores alturas e áreas dentre as estudadas.

Palavras-chaves: Canal com aletas, Convecção forçada, Avaliação geométrica, Simulação numérica, Design Construtal

ABSTRACT

The present work is a study on the flow in finned channels. The proposed problem was numerically simulated and the Constructal Design method associated with the exhaustive search was applied for the geometric evaluation of the channel. The problem consists of a two-dimensional channel containing two heated rectangular fins, one on the top wall and one on the bottom. An incompressible flow crosses the channel in the laminar regime, steady state, with a temperature lower than the two fin’s temperature, causing forced convection. Two degrees of freedom were considered: the ratio between height and width of the two fins (H_1/L_1; H_2/L_2). Besides these two degrees of freedom were also varied the ratio between the fin’s areas and their occupation areas. The geometric evaluation had two objectives: to maximize the thermal exchange between the fins and the surrounding flow and to minimize the pressure difference between entrance and exit of the channel, a thermal objective and a fluid dynamics objective, respectively. It was concluded that the highest ratio between the fin’s areas and their occupation areas among those studied, $\phi_1 = \phi_2 = 0.2$, is the better for the proposed multi-objective, being this higher in 8.58% than the optimal case reached for the lowest fraction area of the fins, $\phi_1 = \phi_2 = 0.05$. It has also been shown that the intermediates values of the ratio between the height and the width of the fins has the best serve for this multi-objective. It has been found that a variation of the ratios between height and width of the fins causes a much greater effect on the channel pressure difference than on a thermal exchange. The analysis of the problem indicated that geometries that leads to the best thermal performance are the ones where the fins have the highest intrusion within the channel (highest height and area), whereas the fluid dynamics analysis showed that the best performances from this point of view occur when the fins have the lowest values of the heights and areas between those studied.

Keywords: Finned channel, Forced convection, Geometric optimization, Numerical simulation, Constructal Design

ÍNDICE

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE SÍMBOLOS

Algarismos Romanos

A	Área do canal [m²]
A_{VC}	Área do volume de controle [m²]
A_1	Área de ocupação máxima da aleta à montante [m²]
A_2	Área de ocupação máxima da aleta à jusante [m²]
a	Distância entre as placas em um canal de placas paralelas infinitas [m]
c_p	Calor específico [J/kg.K]
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção local [W/m².K]
H	Altura do canal [m]
H_1	Altura da aleta à montante [m]
H_2	Altura da aleta à jusante [m]
k	Condutividade térmica [W/m.K]
L	Comprimento do canal [m]
l	Profundidade do canal na direção z [m]
L_0	Distância entre dois pontos do canal [m]
L_1	Comprimento da aleta à montante no canal [m]
L_2	Comprimento da aleta à jusante no canal [m]
L_3	Comprimento da área máxima de ocupação da aleta à montante no canal [m]
L_4	Comprimento da área máxima de ocupação da aleta à jusante no canal [m]
L_e	Comprimento da entrada do canal até a área de ocupação da aleta à montante no canal [m]
MI	Magnitude de Imperfeição do Sistema [-]
$\vec{n}$	Vetor unitário normal à superfície do volume de controle [-]
Nu_H	Número de Nusselt, hH/k [-]
P	Pressão [Pa]
Pr	Número de Prandtl, $\mu C_p/k$ [-]
Q	Vazão volumétrica [m³/s]
q''	Fluxo de calor [W/m²]
$\vec{r}$	Vetor deslocamento do centroide da face do volume de controle ao centroide do volume de controle à montante [-]

Re_H	Número de Reynolds, $\rho VH/\mu$ [-]
S_φ	Termo fonte ou sumidouro por unidade de volume [W/m^3]
t	Tempo [s]
T_∞	Temperatura ambiente [K]
T_m	Temperatura média de uma determinada seção transversal do fluído em escoamento interno [K]
Tw	Temperatura da parede [K]
U	Velocidade na direção x [m/s]
V	Velocidade média do fluido [m/s]
V_{VC}	Volume do volume de controle [m^3]
v	Velocidade na direção y [m/s]
$\vec{v}$	Vetor velocidade [m/s]
x	Coordenada cartesiana [m]
y	Coordenada cartesiana [m]
z	Coordenada cartesiana [m]

Símbolos Gregos

α	Difusividade térmica [m^2/s]
ρ	Massa específica [kg/m^3]
ϕ_1	Razão entre a área da aleta à montante e sua área de ocupação máxima [-]
ϕ_2	Razão entre a área da aleta à jusante e sua área de ocupação máxima [-]
υ	Viscosidade cinemática [m^2/s]
μ	Viscosidade dinâmica [N.s/m^2]
Γ	Coeficiente de difusão [-]
φ	Quantidade escalar sendo transportada [-]

Super Índices e Sub Índices

1,max	Uma vez maximizado
2,max	Duas vezes maximizado
3,max	Três vezes maximizado
4,max	Quatro vezes maximizado
1,min	Uma vez minimizado

2,min	Duas vezes minimizado
3,min	Três vezes minimizado
4,min	Quatro vezes minimizado
c_0	Centroide do volume de controle
c_1	Centroide do volume de controle vizinho
e	Entrada
f	Face do volume de controle
F	Fluidodinâmico
m	Montante
man	Manométrica
o	Uma vez otimizado
oo	Duas vezes otimizado
ooo	Três vezes otimizado
oooo	Quatro vezes otimizado
s	Superfície
T	Térmico
VC	Volume de controle
W	Parede
∞	Ambiente ou corrente livre

LISTA DE ABREVIATURAS

ALE	*Arbitrary Lagrangian-Eulerian*
CFD	*Computational Fluid Dynamics*
LES	*Large Eddy Simulation*
MDF	Método das diferenças finitas
MEF	Método dos elementos finitos
MVF	Método dos volumes finitos
PANS	*Partial-Averaged Navier-Stokes*
PPGEO	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica
SIMPLE	*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*
SIMPLEC	*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistent*
SOLA	*Solution Algorithm*

1. INTRODUÇÃO

Este trabalho propõe o estudo da avaliação geométrica de um canal bidimensional, contendo duas aletas retangulares aquecidas, uma na superfície inferior e outra na superior, submetidas à convecção forçada pelo escoamento de um fluido a uma temperatura inferior à das aletas e em regime permanente. Um perfil de velocidades constante, com número de Reynolds igual à 100, é imposto na entrada do canal. Este estudo será feito utilizando ferramentas de simulação numérica. A avaliação geométrica terá como finalidade determinar a geometria do canal aletado que melhor atenda os objetivos propostos. As otimizações fluidodinâmica e térmica são realizadas através do método Design Construtal associados à busca exaustiva, onde diversas possibilidades geométricas são avaliadas.

Neste tipo de problema, vários fenômenos ocorrem do ponto de vista fluidodinâmico e térmico. O fluido, ao passar por obstáculos (as duas aletas no caso em estudo), sofre alterações na sua dinâmica, sendo essas alterações dependentes de várias características do sistema como: velocidade do escoamento, temperatura das paredes, geração de energia, mecanismo de convecção, geometria do meio, propriedades físicas e térmicas do fluido e do meio e a geometria do domínio (Bejan e Lorente, 2008). O entendimento dos fenômenos que ocorrem nesses escoamentos pode trazer benefícios em aplicações práticas e para um uso melhor e mais racional de materiais e energia, bem como, na fabricação e manutenção de equipamentos.

1.1. Motivação

A otimização de geometrias é um problema fundamental da engenharia. O objetivo muitas vezes é conseguir um desempenho melhor de um determinado sistema utilizando o mínimo possível de energia. Neste âmbito, o estudo da mecânica dos fluidos e da transferência de calor por convecção em canais é um tema com considerável interesse devido ao fato desta ser uma representação ideal de vários problemas da engenharia (Bejan e Lorente, 2008).

Experimentos e simulações numéricas são amplamente realizados para tentar compreender melhor esses fenômenos e suas implicações em problemas reais. Entre as situações reais que podem ser representadas por problemas de escoamento em canais por convecção estão o resfriamento de componentes eletrônicos, trocadores de calor, aquecimento ou resfriamento de produtos alimentícios, sistemas de aquecimento, entre outros.

A área de componentes eletrônicos possui grande importância atualmente devido ao amplo uso de processadores e microprocessadores. Em microprocessadores, a energia é dissipada principalmente como energia térmica. Essa conversão em energia térmica é uma função do tamanho dos fios e transistores, e da frequência de operação do processador. O calor causa a expansão dos materiais, o que pode alterar as características elétricas dos transistores e fios. Muitos microcontroladores pequenos não possuem o calor como restrição, visto que geram pouca energia, mas processadores maiores geralmente precisam ser acompanhados por dissipadores de calor e ventiladores para ajudar na sua refrigeração. Caso isto não seja possível, um processador pode acabar ficando muito quente, e normalmente nestas situações ele é obrigado a ser desacelerado para uma menor taxa de *clock* para ajudar a evitar o acúmulo de calor, tendo assim sua capacidade de processamento reduzida (Mittal e Vetter, 2014).

Os trocadores calor são dispositivos que transferem energia térmica de um meio para outro. Eles encontram aplicações em uma ampla variedade de problemas como refrigeração, resfriamento, geração de energia, combustíveis alternativos, refinamento e processamento químico, entre outras aplicações (Shah e Sekulic, 2003) e são partes vitais de muitas indústrias. Trocadores de calor geralmente são projetados utilizando modelos pré-definidos, que são descritos por um conjunto finito de parâmetros que podem ser alterados para melhor atender as necessidades de sua futura utilização. Um exemplo de um modelo é um trocador de calor casco e tubo, onde os tubos que passam pelo corpo principal (o casco) do trocador de calor podem ser descritos por alguns parâmetros como: o comprimento, diâmetros, espessura, material, número de tubos e arranjo dos tubos. A otimização dos modelos de trocadores de calor envolve encontrar o conjunto de parâmetros que otimizam a sua função objetivo. Existem muitos estudos realizados sobre o tema da otimização paramétrica de trocadores de calor (Kuppan, 2000).

Os modelos de trocadores de calor reduzem enormemente a flexibilidade do projeto, uma vez que são descritos apenas por alguns parâmetros. Nesse sentido, o projeto otimizado resultante é ótimo somente sob as restrições geométricas do modelo. Por exemplo, a otimização de um trocador de calor de casco e tubo introduz a restrição de que os canais têm de ser cilíndricos e não permite geometrias de canal mais complexas. Essas restrições geométricas costumavam ser referentes a limitações de fabricação do passado, uma vez que a fabricação de canais de forma irregular era uma tarefa difícil. Porém, com os processos de fabricação modernos, é possível (e necessário) o avanço do estudo de novas formas de se projetar trocadores de calor, que permitam uma maior liberdade nas geometrias empregadas e que levem a ganhos consideráveis em desempenho (Shah e Sekulic, 2003).

Em relação à engenharia oceânica, existe uma grande utilização de trocadores de calor em plataformas *offshore* de extração de petróleo e gás, onde estes constituem parte importante da estrutura da plataforma devido ao tamanho e peso elevados em relação às outras estruturas e equipamentos presentes, bem como da alta importância no funcionamento e desempenho da plataforma.

A otimização da geometria desses sistemas citados é essencial para se obter um melhor desempenho térmico, o que geralmente leva a uma menor necessidade de energia, um ponto cada dia mais importante no mundo (Bejan, 2013).

O desenvolvimento contínuo das tecnologias computacionais nas últimas décadas permitiu o crescimento da utilização da simulação numérica como fonte de resultados 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 com boa qualidade. Os custos envolvidos com simulação numérica fazem destes boas alternativas quando comparados ao custo de equipamentos e instalações experimentais de alta qualidade, e são ainda opções mais atraentes quando se é necessário testar várias configurações diferentes de um determinado sistema (Versteeg e Malalasekera, 2007).

O método do Design Construtal será utilizado neste trabalho como meio de avaliação geométrica. Na aplicação deste método, a análise e o estudo do problema utilizão os princípios da Teoria Construtal, criada por Adrian Bejan, que determinou que todos os sistemas fluidos seguem uma única lei, a Lei Construtal (Bejan, 2013):

"Para um sistema fluido de tamanho finito persistir no tempo (sobreviver), a sua configuração precisa evoluir de tal forma que facilite o acesso às correntes que escoam neste sistema".

Esta Lei se aplica, segundo Bejan (Bejan e Zane, 2012), realmente para todos os sistemas com alguma espécie de movimento que se podem encontrar. Ela pode ser melhor vista no formato das árvores, também em relâmpagos, rios, no sistema circulatório e respiratório de animais, flocos de neve e até em sistemas sociais como a organização de um governo, na economia e em sistemas de transporte (Bejan e Zane, 2012; Bejan e Lorente, 2008). As aplicações da Teoria Construtal foram amplamente revisadas mais recentemente por Bejan e Lorente (2013). O desenvolvimento de trocadores de calor e a otimização geométrica utilizando a Teoria Construtal foram revisadas por Reis (2006a) e por Fan e Luo (2008). Azad e Amidpour (2011) demonstraram que a utilização do método pode reduzir os custos totais de trocadores de calor casco-tubo em mais de 50%, comparando a métodos tradicionais de dimensionamento e fabricação destes trocadores de calor. Isto é um ganho significativo e mostra que o Design Construtal tem uma aplicação prática que pode trazer relevantes benefícios para a sociedade, ainda mais por esta ser uma teoria nova e com muito potencial.

1.2. Estado da Arte

A característica própria de problemas de mecânica dos fluidos e transferência de calor faz com que exista a possibilidade e também necessidade de que sejam testados diferentes arranjos, formas, geometrias, situações e condições para problemas semelhantes. A finalidade é sempre a obtenção de resultados e parâmetros que ajudem em uma compreensão melhor dos fenômenos que ocorrem.

Existe uma grande quantidade de trabalhos com a finalidade de estudar o comportamento de escoamentos ao redor de obstáculos, sejam aletas, blocos, defletores, corpos rombudos (circulares, retangulares, triangulares, etc.) entre outros, em canais ou em ambientes abertos. A seguir serão mostrados trabalhos relevantes nesta área que possam trazer alguma contribuição para a realização deste estudo. Por fim, serão mostrados trabalhos que utilizaram a metodologia do Design Construtal para a otimização geométrica com foco em transferência de calor.

1.2.1. Escoamento ao Redor de Corpos Rombudos

Ainda em uma época com poucos estudos sobre o assunto, o Comitê Nacional Consultivo para Aeronáutica dos Estados Unidos (1953) publicou um extenso estudo experimental sobre a variação do coeficiente de arrasto com o número de Reynolds para diversos tipos de cilindros: circulares, elípticos, retangulares e triangulares, com e sem arredondamento dos cantos. Os cilindros foram testados em uma faixa do número de Reynolds de $11.000 \leq Re_L \leq 2{,}3\times10^6$ e serviram como uma boa referência para trabalhos posteriores.

Igarashi (1987) publicou um estudo experimental sobre o escoamento e transferência de calor do ar ao redor de um cilindro retangular com a variação da razão comprimento/altura (*c/d*) entre 0,33 e 1,5 para número de Reynolds entre $7{,}5\times10^3$ e $3{,}75\times10^4$, por convecção forçada. Foram determinadas relações para os coeficientes de transferência de calor das faces e total do cilindro dependentes do número de Reynolds. Verificou-se que o coeficiente de transferência de calor da face de trás do cilindro é maior do que o das outras faces. Igarashi et al. (2001) fizeram um estudo similar, desta vez com a razão comprimento/altura fixa igual a 5 e variando o ângulo de ataque do cilindro entre 0º e 20º para número de Reynolds entre 2.600 e 12.800. Foi verificado que para o ângulo de ataque de 5º se obtém o maior coeficiente de transferência de calor. Para as faces superior e posterior do cilindro existe sempre uma tendência de queda da transferência de calor com o aumento do ângulo de ataque, enquanto que para a face de baixo esta queda só ocorre para ângulos maiores do que 5º.

Dhiman et al. (2008) estudaram numericamente o escoamento sobre um corpo rombudo quadrado em um canal por convecção mista, utilizando um domínio bidimensional e em regime permanente. O número de Reynolds foi avaliado entre 1 e 30, o número de Prandtl entre 0,7 e 100 e o número de Richardson entre 0 e 1. A Figura 1.1 mostra as linhas isotermas obtidas para alguns dos casos. Foi observado que o coeficiente de arrasto é menos sensível à variação do número de Richardson do que o coeficiente de sustentação. Também foi observado para os valores simulados existe um aumento de até 5% do número de Nusselt comparando com resultados para a situação de convecção forçada.

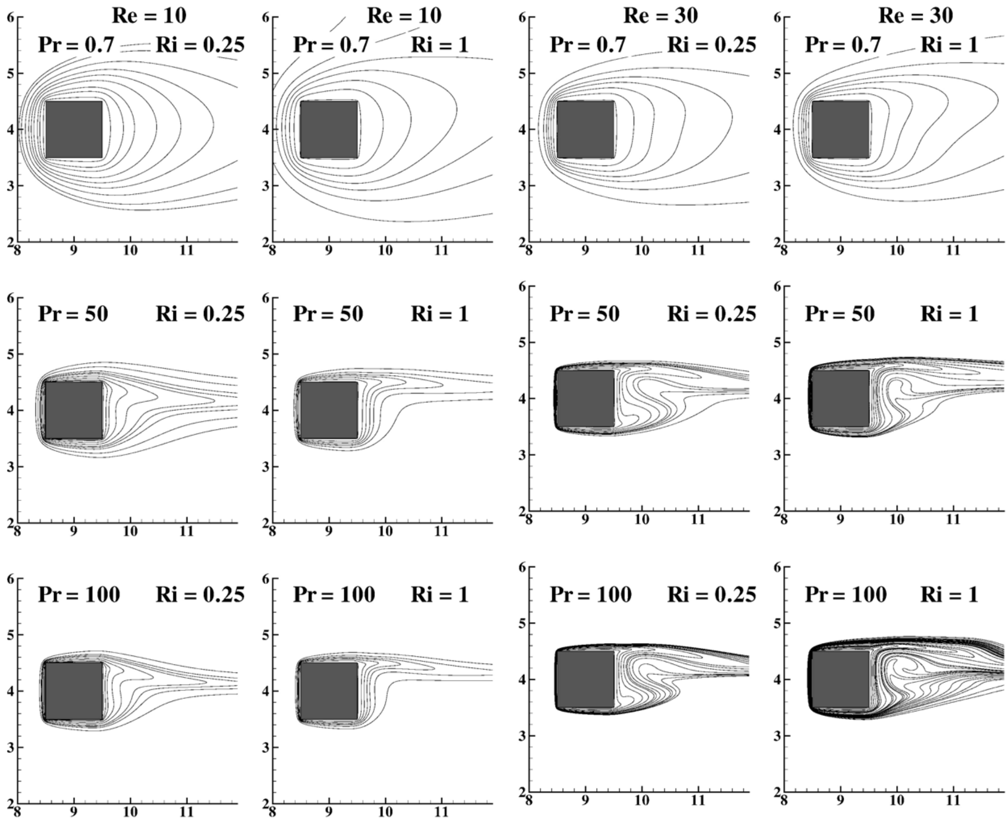


Figura 1.1 – Linhas isotermas obtidas por Dhiman et al. (2008).

Ranjan e Dewan (2016a) utilizaram o método PANS (*Partial-Averaged Navier-Stokes*) para simular numericamente o escoamento turbulento, com número de Reynolds igual a 22.000 e regime transiente, ao redor de um corpo rombudo quadrado com o objetivo de estudar o processo de transferência de calor. Eles utilizaram para este trabalho o software livre OpenFOAM. Os resultados obtidos foram comparados com outros trabalhos experimentais e numéricos e em geral foi observado que o modelo utilizado foi bem-sucedido na estimativa do comportamento do escoamento. Isto se deu pelo fato de o método PANS ser menos exigente em termos de poder computacional. Porém, para uma análise de transferência de calor não foi possível obter esta mesma conclusão, devido à alta complexidade do problema exigir uma elevada integração do método com um modelo escalar adequado.

Ranjan e Dewan (2016b) voltaram a estudar numericamente a convecção em um escoamento turbulento ao redor de um corpo rombudo quadrado porém desta vez variando a razão entre o comprimento e a altura do cilindro (*R*). Foi mantido o número de Reynolds de 22.000 e a razão (*R*) foi variada entre 0,4 e 4,0. Foi verificado que as características aerodinâmicas variam muito com razão (*R*), sendo observado um ponto crítico em R = 0,62, onde significativas mudanças na dinâmica do escoamento ocorrem. A partir desta razão, na face posterior do corpo ocorre o recolamento dos vórtices criados na face frontal depois de passarem pelas faces laterais. O coeficiente de arrasto decresce 54% de R = 0,62 até R = 4,0. Para R = 3,0 foi observado um aumento súbito de 140% no número de Strouhal, resultante do recolamento completo do fluido na parte de trás do corpo a partir deste valor da razão (*R*). O mesmo aumento foi observado também em outros trabalhos experimentais para R = 2,8. Do ponto de vista térmico, foram observadas grandes variações no número de Nusselt ao longo da faixa de variação de (*R*), devido ao fato dos complexos fenômenos de transferência de calor associados ao cilindro, como pode ser visto na Fig. 1.2.

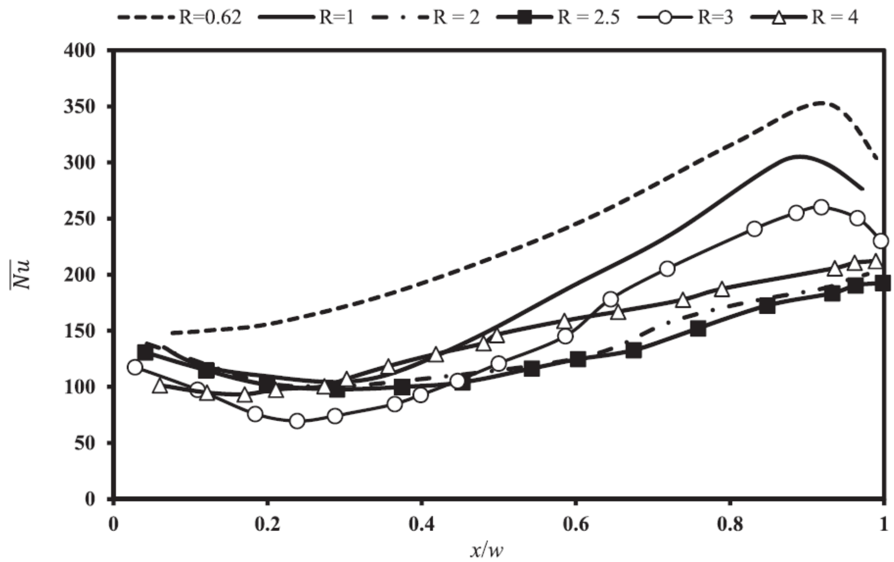


Figura 1.2 – Variação do número de Nusselt ao longo das face superior do corpo rombudo (*x/w*, sendo *w* o comprimento da face e *x* um valor entre 0 e *w*) para diferentes razões (*R*) de comprimento/altura do corpo rombudo obtidas por Ranjan e Dewan (2016b).

1.2.2. Escoamento em Canais Aletados

Young e Vafai (1998a) estudaram numericamente a convecção forçada de um escoamento laminar em um canal contendo um obstáculo retangular na parede inferior (Fig. 1.3). Foram variados a altura, comprimento e condutividade térmica do obstáculo, número de Reynolds e método de transferência de calor. Foi mostrado que uma escolha específica de parâmetros pode exercer uma influência significativa no escoamento e nas características térmicas, como por exemplo, escolhendo uma determinada geometria para o obstáculo, em conjunto com uma determinada condutividade térmica, pode-se aumentar a transferência de calor. Entretanto, para parâmetros como o método de transferência de calor, de uma taxa por área para uma taxa volumétrica, ou um aumento a partir de um determinado ponto da condutividade térmica, causam pouca influência na troca térmica do sistema. Os resultados foram comparados com soluções analíticas para escoamentos em canais e mostraram que boas estimativas para o número de Nusselt podem ser feitas utilizando uma escala adequada.

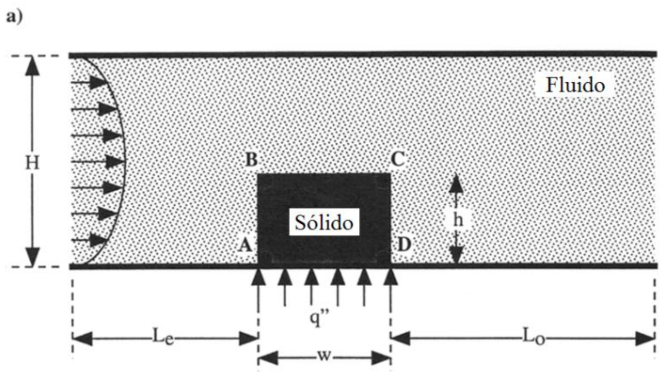


Figura 1.3 –Trabalho realizado por Young e Vafai (1998a). Adaptado.

Posteriormente, Young e Vafai (1998b) investigaram numericamente a convecção forçada no regime laminar em um canal contendo múltiplos obstáculos retangulares aquecidos na parede inferior. Foram variados o número de obstáculos (até 10), a razão entre o comprimento e a altura dos obstáculos e o espaçamento entre eles, além de sua condutividade térmica e método de transferência de calor. O objetivo era simular um arranjo de componentes eletrônicos, e para isto a condutividade térmica dos sólidos foi variada entre valores semelhantes a de materiais tipicamente usados nestes componentes, como cerâmicos. Segundo os autores, esta foi a primeira vez que um estudo de simulação numérica com tal magnitude foi realizado para se investigar a influência de importantes fatores como a geometria e o número de obstáculos na transferência de calor. Diversos fenômenos foram observados, como a formação de vórtices entre os obstáculos, que tendiam a se tornarem mais fortes à medida que o escoamento atravessava o canal, e uma grande zona de recirculação após o fluido passar por todos os obstáculos. De uma forma geral, é mostrado no trabalho que certos parâmetros como a altura e espaçamento dos obstáculos, principalmente, causam mudanças significativas no resfriamento dos obstáculos enquanto que a variação da condutividade térmica exerce pouca influência.

Young e Vafai (1999) ainda testaram experimentalmente os problemas simulados anteriormente, com algumas modificações. Desta vez, o escoamento foi testado até o número de Reynolds de 13.000. A altura do canal foi variada e foram testados casos com um obstáculo com altura maior do que os outros. Os resultados estiveram de acordo com as simulações numéricas. O uso de um obstáculo com altura maior do que os outros mostrou ser capaz de aumentar a transferência térmica devido a sua influência na dinâmica do escoamento.

Bessaih e Kajda (2000) simularam a convecção natural turbulenta de três obstáculos com geração de calor em um canal vertical bidimensional. O objetivo era simular o resfriamento de um arranjo de componentes eletrônicos. Foi utilizado o método dos volumes finitos, além de um modelo conjugado de transferência de calor e o modelo κ-ϵ de turbulência foram usados para obter os campos dinâmicos e térmicos. Foram investigados os efeitos da variação do espaço entre os obstáculos e também as diferenças da imposição da geração de calor nos três obstáculos com relação a imposição apenas em dois deles. A variação do espaço mostrou-se a melhor solução para o resfriamento, enquanto que a remoção da geração de calor de um dos obstáculos foi vantajosa apenas quando se remove a geração de calor do obstáculo que está situado no meio. Assim, o obstáculo localizado a jusante tem um maior resfriamento.

Meinders e Hanjalic (1999) estudaram experimentalmente as estruturas de vórtices e a transferência de calor em um escoamento turbulento em um canal sobre uma matriz de obstáculos cúbicos. Foi utilizada termografia infravermelha para medir a temperatura dos cubos. Para a determinação do campo de velocidades foi utilizada anemometria a laser e observações visuais. Os resultados mostraram que o escoamento produz estruturas com vórtices apenas nas imediações próximas aos cubos, enquanto que o escoamento acima dos cubos e nos corredores foi apenas suavemente distorcido. Foram observadas diversas particularidades inerentes à característica turbulenta do escoamento. Posteriormente, Meinders e Hanjalic (2002) estudaram experimentalmente um problema similar com apenas dois cubos, para vários casos alterando a posição relativa entre os cubos em duas direções, alinhados e desalinhados.

Perng e Wu (2008) estudaram a simulação numérica da convecção mista de um escoamento turbulento no regime transiente sobre blocos aquecidos em um canal horizontal para diferentes números de Grashof. Foi utilizado o método LES (*Large Eddy Simulation*) para turbulência e o método SIMPLEC para acoplamento das equações de velocidade e pressão. Foram simulados casos com e sem a adição de um sólido retangular no meio do canal, a montante dos obstáculos, com a intenção de verificar o aumento da transferência de calor devido à indução de vórtices no canal. A Figura 1.4 mostra as linhas de fluxo para um dos casos simulados. Foi concluído que a instalação do obstáculo no meio do canal pode efetivamente aumentar a troca térmica devido à modificação da dinâmica do escoamento causada por sua presença.

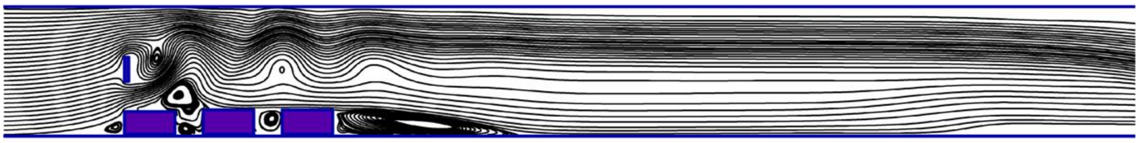


Figura 1.4 – Linhas de fluxo obtidas no trabalho de Perng e Wu (2008).

Yang e Chen (2008) estudaram por simulação numérica a convecção forçada de um escoamento turbulento em um canal com blocos aquecidos e um cilindro circular oscilante montado no meio do canal a montante dos blocos (Fig. 1.5). Foi usado o método dos elementos finitos com a formulação de Galerkin e o método ALE (*Arbitrary Lagrangian-Eulerian*). O número de Reynolds foi variado entre 800 e 8000. A frequência e a amplitude adimensionais do cilindro circular foram também variadas. Foi concluído que a transferência de calor é fortemente dependente da frequência e amplitude de oscilação do cilindro. Os resultados mostraram que o cilindro oscilante induz o escoamento à vibração. Este fenômeno causa distúrbios nos campos dinâmicos e térmico do escoamento que causam uma maior transferência de calor. Devido ao fenômeno da ressonância no canal, a taxa de transferência de calor é aumentada de uma maneira considerável. Foi verificado que, dentro das faixas dos parâmetros simulados, a frequência e a amplitude de oscilação adimensionais ótimas são de 0,21 e 0,1 respectivamente.

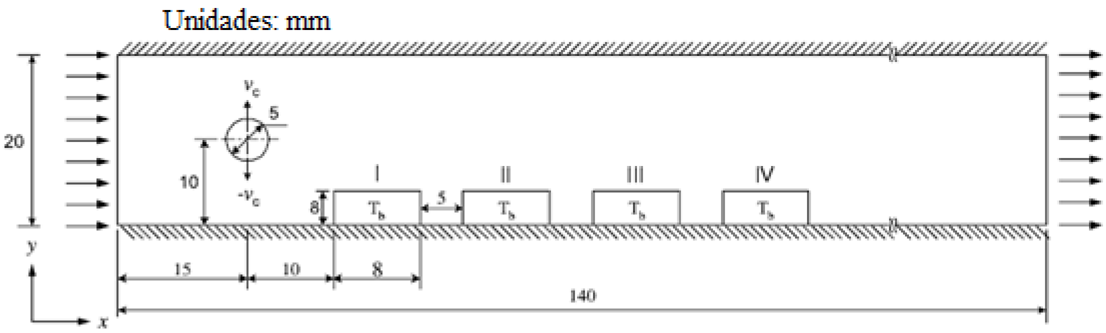


Figura 1.5 – Trabalho realizado por Yang e Chen (2008). Adaptado.

Luviano-Ortiz et al. (2008) estudaram numericamente a convecção do escoamento laminar em um canal com blocos aquecidos com a inserção de defletores curvilíneos com a finalidade de direcionar o fluido (Fig. 1.6). O objetivo foi comparar a diferença dos casos com e sem defletores. A colocação dos defletores força o escoamento a passar pela região entre os blocos, aumentando a dinâmica nesta área, que é, no caso sem defletores, uma zona de estagnação do fluido em que ocorre baixa transferência de energia. Os resultados mostraram que a recirculação entre os blocos é fortemente influenciada pelo número de Reynolds e que não é recomendado o uso de defletores para baixos números de Reynolds. Também foi constatado que ocorre um aumento da transferência de calor por causa do uso dos defletores. Entretanto o uso de defletores também causa um aumento da queda de pressão no canal.

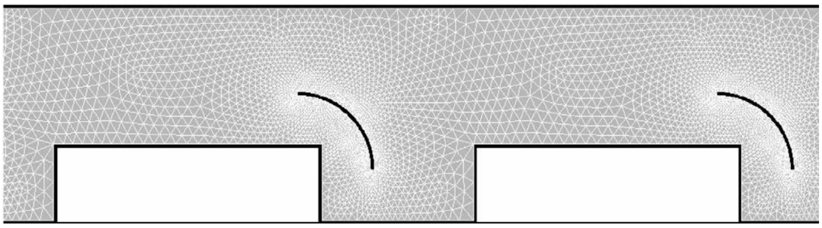


Figura 1.6 – Trabalho realizado por Luviano-Ortiz et al. (2008).

Hosseini et al. (2008) estudaram numericamente o efeito de obstáculos quadrados montados em um canal submetido à convecção mista. O canal é do tipo Poiseulle-Bernard, possuindo temperaturas diferentes entre as paredes superior e inferior. O número de Reynolds foi mantido constante em 10 e o número de Prandtl em 0,7. O número de obstáculos foi variado de 1 à 3 em cada parede. Os resultados mostraram que a distribuição do número de Nusselt local varia muito próximo aos obstáculos. Com o aumento do número de obstáculos ocorre o aumento do número de Nusselt médio. A variação do arranjo dos obstáculos provocou um efeito pequeno no número de Nusselt médio e local.

Korichi e Oufer (2005) estudaram numericamente a convecção forçada em um canal com obstáculos retangulares com geração de calor montados alternadamente nas paredes superior (um bloco) e inferior (dois blocos) no regime laminar (Fig. 1.7). O objetivo era estudar os efeitos da variação do número de Reynolds, espaço e dimensões dos obstáculos e a razão entre as condutividades térmicas do sólido e do fluido. Os resultados obtidos mostraram que a transição de regime permanente para transiente ocorre a baixos números de Reynolds quando se coloca um obstáculo na parede superior (comparando com um caso com somente dois obstáculos na parede inferior e nenhum na superior). Como esperado, o aumento do número de Reynolds provocou um aumento da transferência de calor, com um ponto de máxima remoção de calor nos cantos dos obstáculos sendo registrado. A diferença de temperatura dos obstáculos também diminuiu com o aumento do número de Reynolds. A presença do obstáculo na parede superior provocou a criação de vórtices no escoamento que aumentaram a transferência de calor e causaram uma significativa alteração na zona de recirculação atrás do último obstáculo. Foi verificado também que maiores alturas dos obstáculos conduziam a uma maior troca térmica.

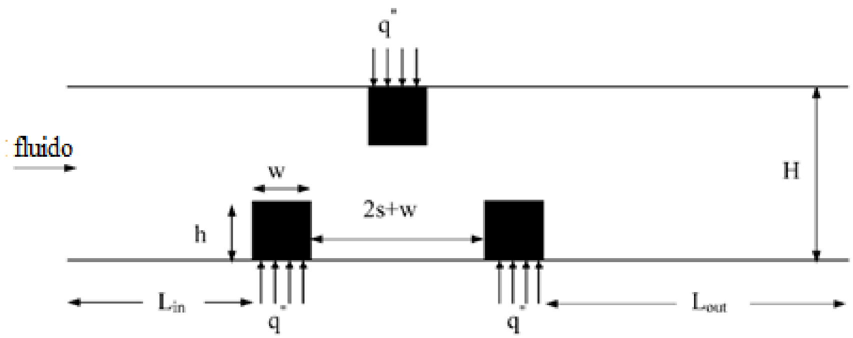


Figura 1.7 –Trabalho realizado por Korichi e Oufer (2005). Adaptado.

Posteriormente Korichi e Oufer (2007) simularam numericamente a convecção forçada de um escoamento oscilatório em um canal com obstáculos quadrados montados alternadamente entre as paredes. Foi considerado regime transiente e três valores para o número de Reynolds: 50, 500 e 1000. Os resultados demostraram que para o valor do número de Reynolds mais baixo, 50, o escoamento se manteve estável, porém este comportamento não se registrou para maiores valores. A partir do aumento do número de Reynolds, instabilidades se demonstraram mais pronunciantes, causando um aumento da taxa de transferência de calor.

Yang et al. (2010a) estudaram numericamente a convecção forçada em um canal com uma única aleta aquecida montada na parede inferior. O objetivo era avaliar a influência na transferência de calor com a variação do número de Reynolds, da razão das condutividades térmicas da aleta e do fluido e da razão entre comprimento e altura da aleta. Os resultados mostraram que a razão ótima entre comprimento e altura aumenta com o aumento do número de Reynolds e também com o aumento da razão das condutividades térmicas (aumento mais pronunciado para menores valores desta razão). Para valores fixados do número de Reynolds, ocorre uma diminuição da razão comprimento/altura com o aumento da razão das condutividades térmicas, e esta variação é maior para maiores valores de Reynolds. Foi observado também que os resultados tiveram uma comparação aceitável com os trabalhos experimentais e numéricos realizados por Young e Vafai (1999).

Yang et. al (2010b) estudaram a convecção mista em um canal inclinado (0º até 90º) contendo uma aleta aquecida. Foi constatado que o aspecto (razão entre altura e comprimento) ótimo da aleta correspondente a aleta com maior troca térmica aumenta com o aumento do número de Reynolds, conclusão igual ao trabalho anterior. Porém desta vez este aspecto ótimo diminui com o aumento da razão da condutividade térmica da aleta e do fluido. O aspecto ótimo aumentou com o ângulo de inclinação, apesar de ser um aumento menos pronunciado para menores números de Grashof.

Nishida e Alves (2014) realizaram um estudo numérico tridimensional da convecção forçada em um canal com um obstáculo aquecido utilizando o software FLUENT 15.0®, (Fig. 1.8). As simulações foram feitas com uma malha de 200.000 volumes de controle. O efeito do número de Reynolds foi investigado, entre valores de 100 e 300. Com o objetivo de simular um arranjo de componentes eletrônicos, foi utilizada a condição de contorno de simetria nas laterais do domínio. Foi observado que esta condição é dominante e que o escoamento tem forte influência do pequeno espaço entre as laterais dos obstáculos, que não permitem uma circulação livre do escoamento, diferente do caso de um único obstáculo com um domínio livre na direção transversal.

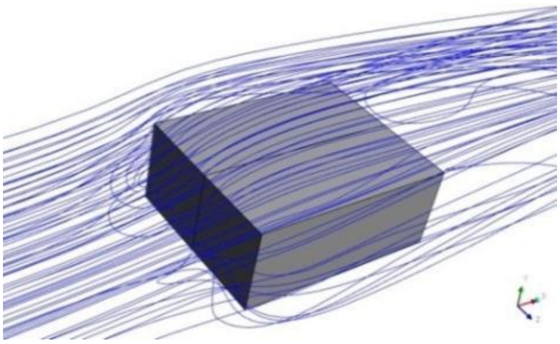


Figura 1.8 – Linhas de fluxo para Re = 300 (Fonte: Nishida e Alves, 2014).

Amaral Junior (2006) estudou a convecção mista dos escoamentos laminares e turbulentos em canais horizontais resfriados superiormente e aquecidos por duas fontes discretas localizadas inferiormente. Ar frio entra no canal com perfis uniformes de velocidades e temperaturas (Fig. 1.9). Para a solução numérica foi utilizado o método de volumes finitos com malha deslocada. Foram utilizados os esquemas SOLA, *Upwind* e *Quick* com o modelo de turbulência κ-ε padrão. O número de Reynolds foi variado de 1 a 10^{10}, o número de Grashof de 10^3 a 10^5 e o número de Prandlt foi fixado em 0,7. Foram apresentados resultados para as distribuições de velocidades e temperaturas, bem como o número de Nusselt médio para as fontes. Verificou-se que, para escoamentos laminares, o número de Nusselt médio não foi afetado pelos números de Grashof estudados para números de Reynolds maiores que 10^3. Já para escoamentos turbulentos o número de Nusselt médio não foi afetado pelos números de Grashof estudados apenas para números de Reynolds superiores à 10^6.

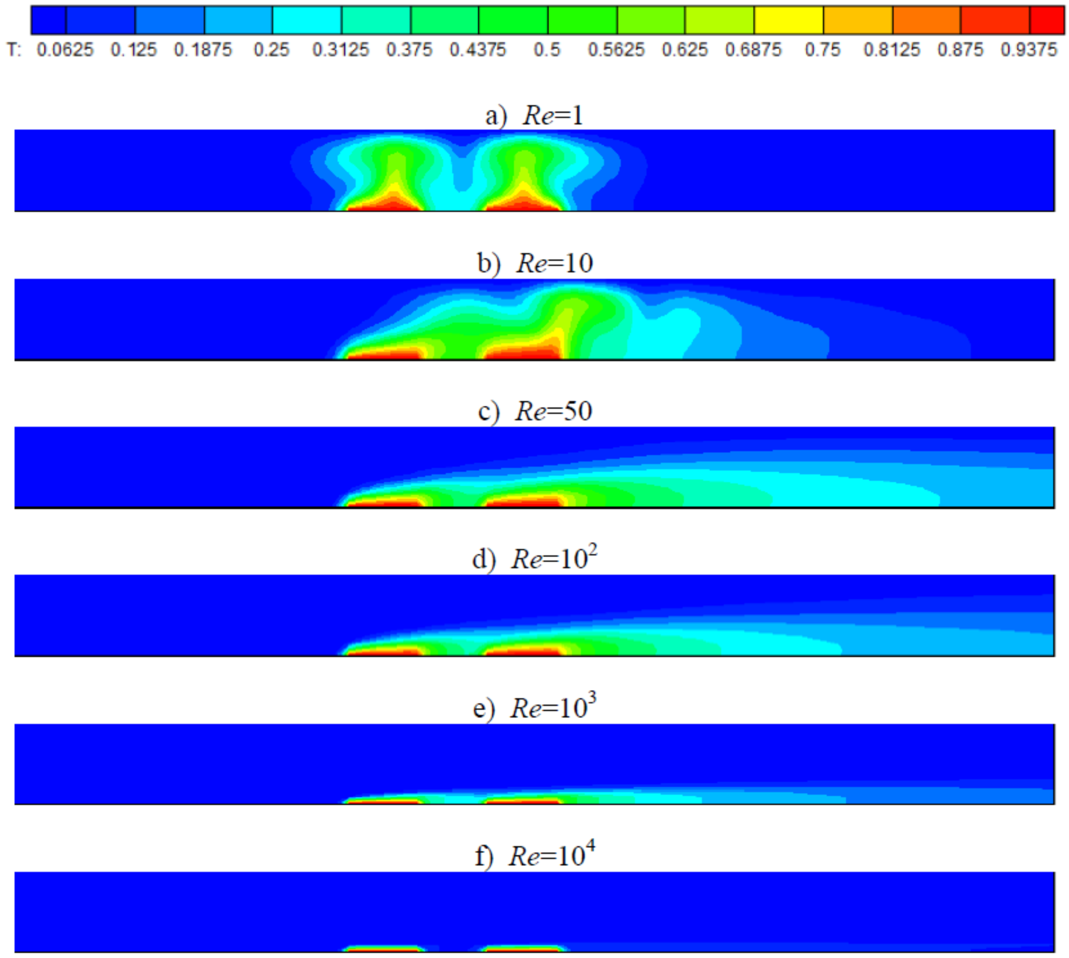


Figura 1.9 - Distribuição de temperaturas para escoamento laminar com Gr = 10^4. Amaral Junior (2006) para: a) Re = 1, b) Re = 10, c) Re = 50, d) Re = 10^2, e) Re = 10^3 e f) Re = 10^4.

1.2.3. Trabalhos Realizados com Design Construtal

Bello-Ochende et al. (2007) realizaram a otimização geométrica tridimensional de micro-canais de seção retangular com geração de calor submetidos a um escoamento para resfriamento utilizando o método do Design Construtal. O objetivo era encontrar a geometria que apresentasse a menor temperatura na parede. Para a solução, o método dos volumes finitos foi utilizado através de simulação numérica. Para a otimização geométrica, foram variados como graus de liberdade o comprimento do canal, a relação entre as espessuras das paredes e a razão entre altura e comprimento de cada micro-canal. Este estudo demonstrou que os graus de liberdade têm forte influência na temperatura máxima e na máxima condutância térmica. As comparações dos resultados com soluções aproximadas baseadas na análise de escalas mostraram uma excelente proximidade entre as geometrias ótimas para o micro-canal.

Yang et al. (2016) estudaram numericamente a otimização geométrica de aletas com forma de pinos cilíndricos resfriadas por um fluído em um domínio tridimensional. O objetivo era obter a máxima taxa de transferência de calor, variando as dimensões e número de aletas. O volume das aletas e a velocidade do fluído foram variados. Os resultados mostraram que existe um diâmetro ótimo que corresponde a um número de aletas ótimo que maximiza a taxa de transferência de calor, quando o volume das aletas é constante. Quando o volume é alterado estes valores ótimos são modificados. A sensibilidade da transferência de calor se mostrou maior para a variação no volume das aletas, enquanto que a performance fluidodinâmica se mostrou mais sensível para a variação de velocidade e da razão geométrica das aletas.

Azad e Amidpour (2011) estudaram numericamente a otimização econômica de um trocador de calor casco-tubo utilizando o Design Construtal. O custo total de um trocador de calor é a soma dos custos operacionais e custos capitais (de instalação). O Design Construtal foi empregado na otimização da geometria do trocador de calor, diâmetro e comprimento dos componentes. Foi, inclusive, seguido um dos princípios da teoria Construtal no formato escolhido do trocador de calor, a da utilização de configurações em formato de “árvore” para otimização do fluxo. O trocador de calor casco-tubo estudado possui uma ramificação no tubo interior e a corrente do escoamento é dividida em dois (Fig. 1.10). Para a solução do problema foi utilizado o software MATLAB e um algoritmo genérico para otimizar a função objetivo, que é um modelo matemático para o custo do trocador de calor. Os resultados mostraram que o emprego do Design Construtal foi importante na otimização geométrica, fazendo assim diminuir o custo capital para a fabricação do trocador de calor. Além disso, os custos operacionais envolvendo o bombeamento necessários para vencer a queda de pressão são minimizados com o método utilizado. Os resultados obtidos permitiram uma redução de mais de 50% nos custos de trocadores de calor comparados com métodos tradicionais de renomadas referências na área de trocadores de calor.

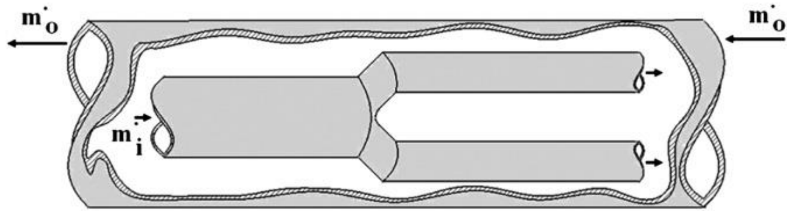
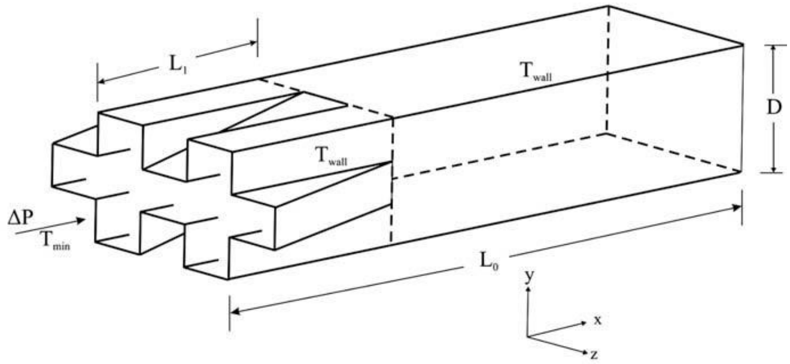
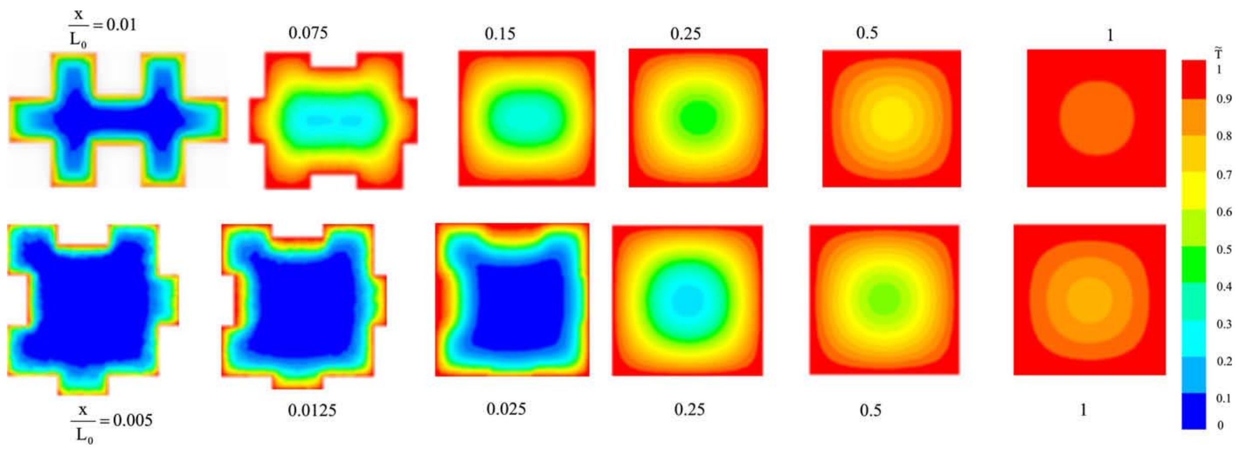


Figura 1.10 – Esquema do trocador de calor estudado por Azad e Amidpour (2011).

Bello-Ochende et al. (2009) utilizaram o método Design Construtal para a otimização geométrica de um duto retangular com dobras na entrada submetido a um escoamento laminar com a imposição de um campo de pressões ao longo do duto (Fig. 1.11). As paredes são mantidas a uma temperatura constante maior do que a do fluído. As superfícies corrugadas na entrada são adicionadas para provocar uma maior interação entre as paredes aquecidas e o fluído, aumentando assim a troca térmica. Foram simulados numericamente dois modelos de dutos, um com corrugados simétricos e outro com assimétricos, que permite um encaixe total dos dutos, e comparado com um duto sem superfícies corrugadas (lisas). Os resultados mostraram que a utilização de dutos com dobras produz um aumento de 15% na densidade da transferência de calor.



(a)



(b)

Figura 1.11 – a) Representação tridimensional do duto estudado (tipo com dobras simétricas), b) Perfis de temperatura ao longo do comprimento dos dois tipos de dutos (tipo com dobras simétricas acima, assimétricas abaixo) simulados no trabalho de Bello-Ochende et al. (2011).

Song et al. (2015) estudaram numericamente a otimização geométrica com Design Construtal de um canal com formato ondulado submetido a convecção laminar, com a intenção de simular trocadores de calor compactos aplicados especificamente em sistemas de recuperação de energia de microturbinas. Os objetivos específicos eram aumentar a troca térmica e diminuir a queda de pressão no canal. Com a finalidade de determinar a geometria ótima, os graus de liberdade eram a largura da entrada do canal e as razões entre os comprimentos de onda e amplitudes das paredes superior e inferior, que possuíam um formato ondulado. Foram obtidos resultados que permitiram reduzir em mais de 54% a queda de pressão e aumentar em 26% a transferência de calor.

Lorenzini et al. (2014) estudaram numericamente o resfriamento de um corpo sólido cilíndrico com geração de calor com aletas em forma de T montadas nele. O objetivo era a utilização do Design Construtal para obter a geometria que minimizasse o excesso máximo de temperatura entre o sólido e o ambiente. A parede externa do cilindro foi considera adiabática, e o volume total do corpo e das aletas fixados, mas os seus comprimentos variavam. As aletas são submetidas a convecção por um fluxo a temperatura ambiente constante menor do que a do sólido. Foi verificado que utilizando até duas aletas a melhor configuração é obtida para hastes curtas e o topo comprido. Acima deste número foi verificado o contrário, o melhor são hastes compridas e o topo curto. Isto ocorre devido ao fato de o comprimento do topo das aletas ser limitado até um certo ponto devido a presença das aletas vizinhas. Os autores concluíram que comparando o melhor e o pior resultado, a aplicação do Design Construtal permitiu um aumento de 2270% na performance.

Existem vários trabalhos utilizando o método Design Construtal para a solução de problemas cavidade. Rocha et al. (2005) estudaram numericamente a otimização geométrica de uma cavidade retangular em um sólido condutor com geração de energia uniforme, bidimensionalmente. O sólido tem formato trapezoidal e possui paredes adiabáticas. A cavidade tem temperatura constante e volume constante, e a relação entre largura e comprimento da cavidade foi variada para obter-se a melhor configuração. O objetivo era obter a geometria que oferecesse a menor resistência térmica global. Foi concluído que a melhor configuração é a que a cavidade penetra o sólido completamente.

Em problema similar, Biserni et al. (2007) simularam numericamente uma cavidade em forma de H utilizando o Design Construtal. A geometria da cavidade era livre para variar dentro do sólido. Foi observado que a cavidade em forma de H tem desempenho superior as cavidades retangulares, em forma de T e em forma de I. Igualmente ao trabalho de Rocha et al. (2005), foi concluído que a melhor geometria é a que a cavidade penetra o sólido completamente. Segundo os autores, o trabalho mostrou que uma geometria complexa precisa evoluir para que a performance global do escoamento aumente. Vale destacar aqui que os estudos mais recentes na área de cavidades e aletas, e.g., (Lorenzini et al., 2014) têm indicado o emprego de geometrias complexas em sistemas de movimento (fluxo) com elevada magnitude. Em casos onde o sistema possui baixa magnitude, as geometrias mais simplificadas têm conduzido a um melhor desempenho.

Lorenzini e Rocha (2009) analisaram numericamente uma cavidade em forma de T-Y com o mesmo objetivo dos dois trabalhos anteriores. Os resultados mostraram que a melhor geometria foi a em que a cavidade penetrava completamente o sólido, e o sólido inserido entre a cavidade a atravessa completamente, sendo essa área igual a 14% do total da área ocupada pelo sólido e a cavidade. A Figura 1.12 mostra a comparação das geometrias ótimas da cavidade em forma de T-Y e da cavidade em forma de I, sendo a cavidade em forma de T-Y 108% superior em termos de desempenho.

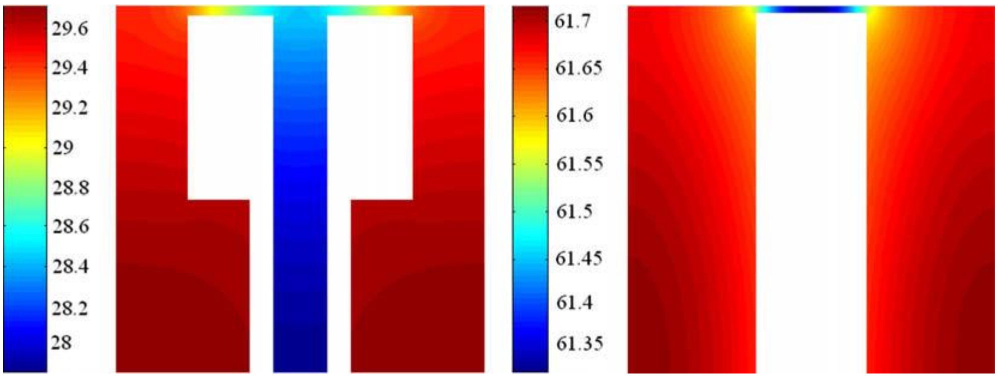


Figura 1.12 – Comparação entre cavidades em forma de T-Y e I. Lorenzini e Rocha (2011).

Lorenzini et al. (2012) estudaram numericamente um problema similar ao anterior, porém com duas cavidades inseridas nos dois lados da parte inferior. Dois designs foram testados: o Design 1, em que as duas cavidades estão mais próximas da cavidade T-Y e estão limitadas na parte superior pela cavidade principal, e o Design 2, em que as duas cavidades estão mais afastadas e não são limitadas pela cavidade principal (Fig. 1.13). O objetivo com a intrusão das duas cavidades era dar ao sistema uma maior liberdade para se adaptar aumentando o desempenho térmico e, de acordo com os princípios do Design Construtal, o que acabou se confirmando. O Design 2 se mostrou superior pois as cavidades podiam penetrar de forma mais eficiente no sólido. Foi possível encontrar um aumento de 45% do desempenho térmico comparando o resultado com um cavidade T-Y sem a inclusão das duas cavidades.

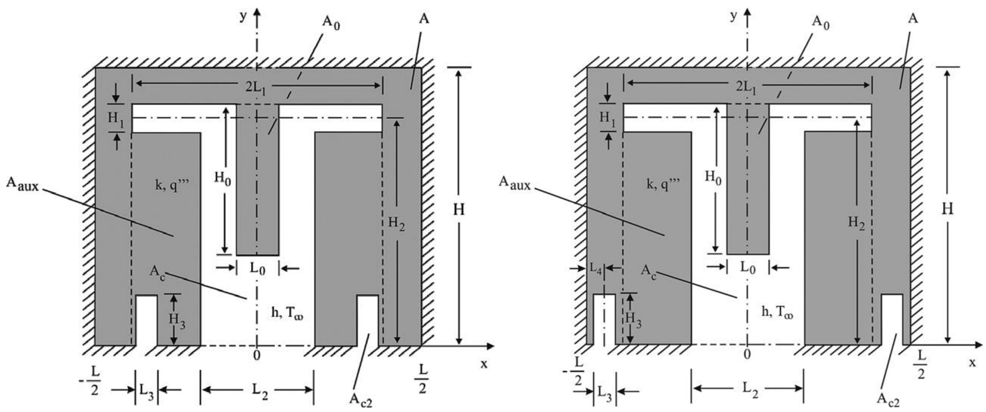


Figura 1.13 – Design 1 à esquerda e Design 2 à direita. Lorenzini et al. (2012).

Recentemente, Altnetter (2016) realizou um trabalho de simulação numérica da convecção mista em um canal bidimensional com duas aletas retangulares aquecidas. O escoamento foi laminar e em regime permanente (Fig. 1.14). Foi utilizado o software FLUENT para simular o problema. O objetivo era avaliar as variações geométricas das aletas e seu distanciamento, considerando como graus de liberdade as razões entre altura e largura das duas aletas e a distância entre elas. Foram simulados diferentes valores para os números de Reynolds e de Grashof. De uma forma geral, os resultados indicaram que a aplicação do Design Construtal permitiu grande melhoria no desempenho térmico para todos os graus de liberdade estudados. Foi observado que a maioria dos casos estudados a melhor configuração foi obtida quando as aletas estavam mais próximas e elas tinham maior inserção no canal, exceto para o número de Reynolds igual a 10 e de Grashof igual a 10^5, quando a convecção natural é predominante. A Figura 1.14 mostra um dos resultados dos campos de temperaturas obtidos no trabalho de um escoamento com Re_H = 200 e Gr_H = 10^4, onde é possível observar que a geometria das aletas afetam a distribuição do campo de temperaturas no problema.

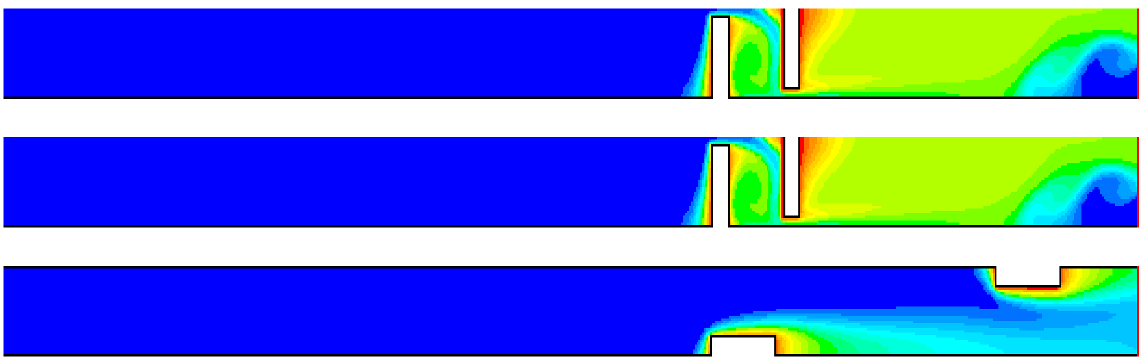


Figura 1.14 – Distribuição do campo de temperaturas obtido no trabalho de Altnetter (2016) para Re_H = 200 e Gr_H = 10^4.

Nestes trabalhos apresentados anteriormente, apesar de possuírem geometrias complexas, o problema do escoamento com transferência de calor é tratado como uma condição de contorno. No presente estudo, a análise é realizada considerando-se o escoamento com transferência de calor, ou seja, a fenomenologia física do problema é mais complexa.

1.3. Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é estudar numericamente a otimização geométrica de um canal bidimensional, contendo duas aletas retangulares aquecidas, uma na superfície inferior e outra na superior, submetidas à convecção forçada no regime permanente com várias frações de área para as aletas.

1.3.1. Objetivos específicos

A otimização da geometria é feita através do método Design Construtal associado com o mecanismo de busca exaustiva e é submetida a dois objetivos: maximizar a taxa de transferência de calor total entre as duas aletas e o escoamento circundante (objetivo térmico) e minimizar a diferença de pressão entre a entrada e saída do canal (objetivo fluidodinâmico). No presente estudo são definidos os seguintes objetivos específicos:

- Avaliar o efeito da razão entre a altura e largura da primeira aleta (H_1/L_1) sobre a taxa de transferência de calor (q) e sobre a diferença de pressão entre a entrada e saída do canal (ΔP) para diferentes frações de áreas ϕ_1 (razão entre a área da primeira aleta e a sua área de ocupação, sendo a área de ocupação uma área fixa no canal dentro da qual a aleta se encontra) e ϕ_2 (razão entre a área da segunda aleta e a sua área de ocupação);
- Avaliar o efeito da razão entre altura e largura da segunda aleta (H_2/L_2) sobre a taxa de transferência de calor uma vez maximizada (q_m), sobre a diferença de pressão entre a entrada e saída do canal uma vez minimizada, $(\Delta P)_m$, e sobre a razão H_1/L_1 uma vez otimizada, $(H_1/L_1)_o$, para diferentes frações de áreas ϕ_1 e ϕ_2;
- Avaliar o efeito de ϕ_1 e ϕ_2 sobre as funções objetivos estudadas bem como sobre as geometrias ótimas para as razões H_1/L_1 e H_2/L_2;
- Determinar as geometrias que melhor atendam aos objetivos térmico, fluidodinâmico e multi-objetivo.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesta seção serão apresentados os fundamentos teóricos relevantes a este trabalho. Primeiramente, será mostrada uma revisão dos conceitos de convecção de calor e em seguida serão mostrados os princípios do Design Construtal.

2.1. Fundamentos da Convecção de Calor

Transferência de calor por convecção, é o processo de transferência de calor que é executado pelo escoamento de um fluido. O fluido age como um transportador da energia que ele extrai, ou transmite, de um corpo sólido. A convecção de calor compreende a combinação dos processos de difusão e advecção. Enquanto a difusão se refere à transferência de calor causada pelo movimento entre os átomos, a advecção se refere à transferência de calor que ocorre devido ao escoamento do fluido, em um nível macroscópico (Bejan e Kraus, 2003; Kreith e Bohn, 2003; Incropera et al., 2008; Bejan, 2013).

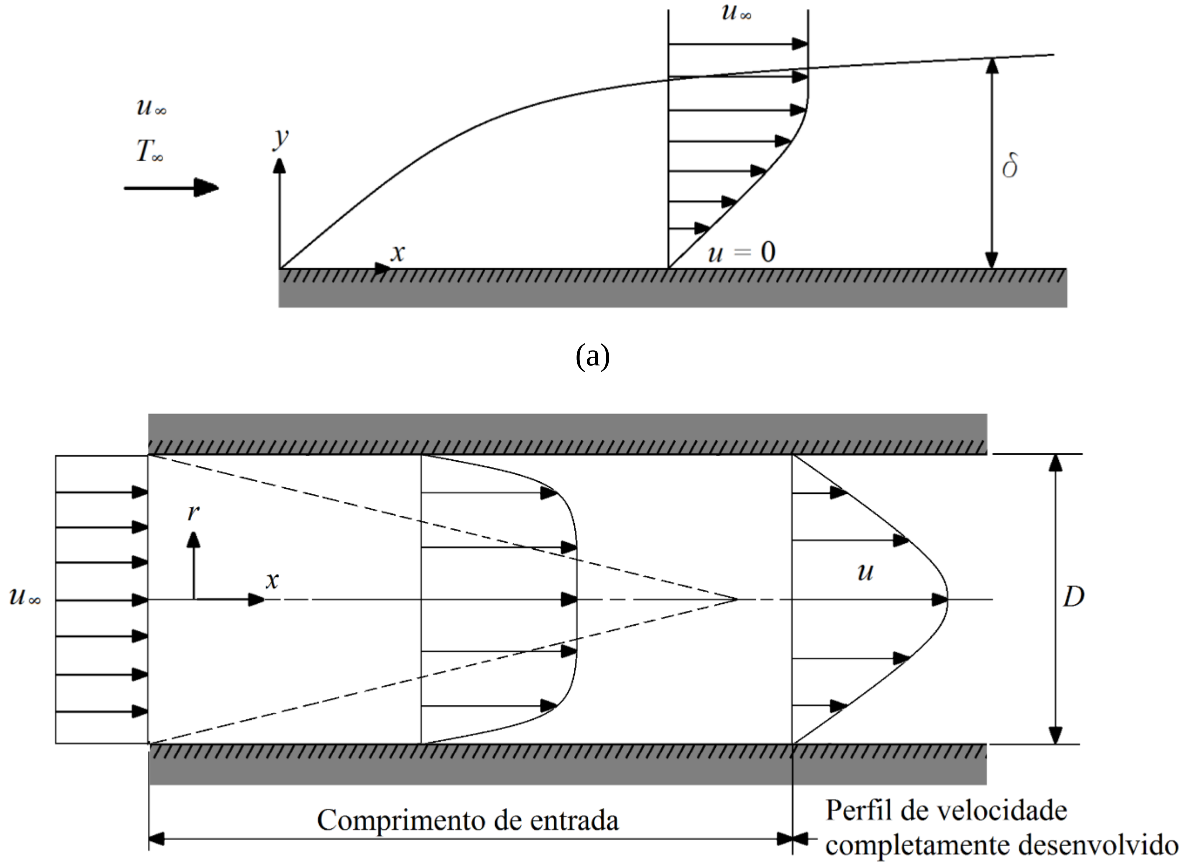
Normalmente, os problemas de convecção de calor envolvem o escoamento de um fluido ao redor ou sobre um corpo sólido ou no interior de dutos. As características do escoamento (distribuição de velocidades, direção, viscosidade do fluido, grau de agitação, entre outros) causam grande influência na taxa de transferência de calor entre o fluido e o sólido (Incropera et al., 2008).

As características presentes na interação entre o escoamento e o sólido são apresentadas na Fig. 2.1. No escoamento externo mostrado na Fig. 2.1 (a), o fluido preenche toda a superfície do sólido com quem ele interage. A transição da temperatura do sólido para a temperatura ambiente do fluido (chamada de T_∞), é feita por uma região especial do escoamento chamada “camada limite”, que encobre toda região de contato entre o sólido e o fluido, região onde o escoamento sofre influência da superfície sobre o perfil de velocidades e temperaturas. O fluido, que possui uma determinada velocidade a uma certa distância do corpo sólido, tem sua velocidade alterada ao se aproximar da superfície do sólido, até a velocidade do sólido no ponto de contato entre os dois, que pode ser igual a zero para uma superfície estacionária ou diferente de zero para uma superfície deslizante. Quando a superfície submetida à transferência de calor envolve completamente e guia o fluido, a convecção é chamada de convecção interna. A Figura 2.1 (b) é um exemplo de convecção interna com suas características sendo mostradas.

A dinâmica do escoamento (os seus campos de velocidade e temperatura) próximo à superfície sólida afetam o fluxo de calor entre o escoamento e a superfície. Esta interação entre fluido e estrutura sofre alterações ao longo percurso, de acordo com a geometria das superfícies sólidas. Para determinar a relação entre o comportamento local e o comportamento médio, ao longo de toda a superfície sólida, é possível realizar uma integração do fluxo ao longo da superfície e obter-se um fluxo da transferência de calor total (q''):

$$q'' = h(T_w - T_\infty) \tag{2.1}$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção local (W/m².K), T_w é a temperatura da superfície do sólido (K) e T_∞ é a temperatura ambiente do fluido (K).



(a)

(b)

Figura 2.1 – Configuração da transferência de calor por convecção externa (a) e interna (b). (Kreith e Bohn, 2003). Adaptado

Assim, verifica-se através da Eq. 2.1 que o fluxo de calor fica igual a zero quando o fluido está em equilibro térmico com a parede do sólido. A questão do parágrafo anterior se resume a encontrar o valor de h e em particular a maneira com que ele é influenciado pelas características do escoamento. Para isso é necessário saber não somente a distribuição de temperaturas do fluido próximo à parede, mas também a distribuição de velocidades do fluido na mesma região. Portanto, a análise da convecção não é baseada apenas em considerações de conservação de energia, mas também na conservação de massa e de quantidade de movimento (Kreith e Bohn, 2003).

Na convecção interna a questão fundamental pode ser resumida de novo em encontrar o coeficiente de transferência de calor (h), porém desta vez não é possível identificar a temperatura "T_∞" do fluido. A alternativa é definir uma temperatura que seja a média das temperaturas em uma determinada seção transversal, chamada de T_m:

$$q'' = h(T_S - T_m) \tag{2.2}$$

onde T_m é a temperatura média de uma determinada seção transversal do fluido em (K).

Um ponto importante a ser notado é que devido às temperaturas tomadas como referência serem diferentes, a definição do coeficiente de transferência de calor difere entre a convecção externa e interna, porém não existe nenhuma diferença entre os mecanismos e princípios da transferência de calor entre os dois casos.

Para determinar h, analisa-se o comportamento do fluido, tanto na convecção externa como na interna. Na Figura 2.1 é possível ver que existe uma camada fina de fluido na região da superfície (y = 0) em que o fluido está completamente estacionário, com velocidade igual a zero. Na mecânica dos fluidos, esta é conhecida como a condição de não-deslizamento em uma superfície sólida. Como o fluido não está se movendo neste ponto, não existe transferência de calor por convecção, apenas por difusão. Para este ponto, aplica-se a Lei de Fourier:

$$q'' = -k\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=0} \tag{2.3}$$

onde y é a coordenada (m) perpendicular à superfície do sólido, com y = 0 representando o ponto de superfície do sólido, k é a condutividade térmica (W/m.K) e T é a distribuição de temperaturas no fluido (K).

Combinando as Eqs. (2.1), (2.2) e (2.3), tem-se que:

$$h = -\frac{k}{T_s - T_\infty}\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=0^+} \quad (escoamento\ externo) \tag{2.4}$$

$$h = -\frac{k}{T_s - T_m}\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=0^+} \quad (escoamento\ interno) \qquad (2.5)$$

Portanto, para calcular h primeiro deve-se determinar a distribuição de temperaturas do fluído nas proximidades da superfície sólida. Para isso é necessário determinar a distribuição de velocidades do fluido. Assim, o pré-requisito para calcular a transferência de calor por convecção é entender a dinâmica do fluido.

2.1.1. Classificação das Formas de Convecção

É importante saber que as configurações de escoamentos e transferência de calor que podem ser denominadas como "convectivas" são extremamente diversas. Essa diversidade é classificada em algumas categorias consideradas mais importantes, como a convecção interna e a externa já mencionadas.

A Figura 2.2 mostra as diferenças da classificação da transferência de calor por convecção natural e forçada, ou seja, entre os mecanismos de origem do movimento do escoamento. A convecção forçada ocorre quando o fluido é movimentado por algum mecanismo, diferente dos envolvidos na convecção, a passar pelo corpo sólido onde ocorre a troca térmica. No caso de escoamentos internos, pode ser por exemplo uma bomba ou compressor que forçam a água por uma tubulação, e em escoamentos externos pode ser um ventilador que direciona o ar contra algum corpo aquecido (Bejan e Kraus, 2003; Bejan, 2013).

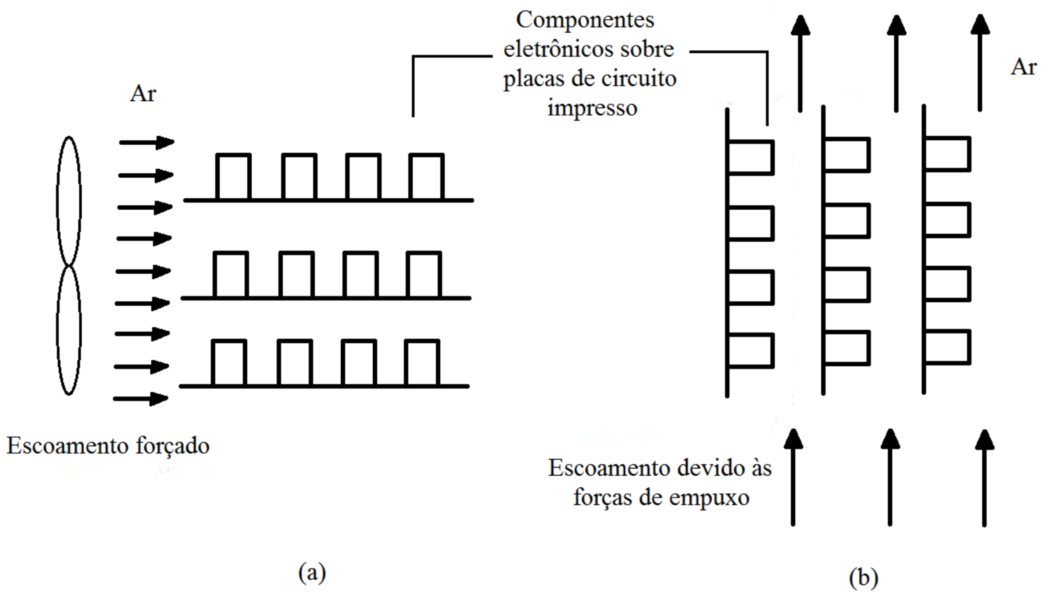


Figura 2.2 – (a) Convecção forçada; (b) Convecção natural.

Na convecção natural, o movimento do fluido ocorre sem nenhuma assistência externa de alguma máquina ou mecanismo. Por exemplo, quando os fluidos sofrem um aumento de temperatura à pressão constante, eles tendem a se expandir, causando mudança na sua massa específica e consequentemente o seu movimento natural.

Também existe a convecção mista que possui tanto características de convecção natural como de convecção forçada.

Uma outra classificação da convecção é em relação ao regime do escoamento. A transferência de calor é fortemente influenciada pelo regime de escoamento. Escoamentos no regime laminar tendem a serem mais fáceis de analisar do ponto de vista térmico devido ao menor grau de movimentação e maior organização do escoamento. A convecção em escoamentos no regime turbulento tende a ser muito mais difícil obviamente devido à alta complexidade do escoamento (Bejan e Kraus, 2003; Bejan, 2013).

2.1.2. Grupos Adimensionais Importantes

Na convecção, é uma prática comum adimensionalizar as equações governantes e arranjar as variáveis que se combinam em números adimensionais (Incropera et al., 2008). A seguir, são apresentados os grupos adimensionais mais importantes que definem o escoamento com transferência de calor por convecção forçada (Re_H, Pr) e que definem a magnitude da convecção em uma superfície (Nu_H):

Número de Reynolds (Re_H): representa uma razão entre as forças de inércia e as forças viscosas do escoamento. Vale destacar que, apesar dessa definição há situações onde o mecanismo motriz é o gradiente de pressão e não forças inerciais (por exemplo, escoamentos plenamente desenvolvidos em canais). É um dos mais importantes pois indica se o escoamento está no regime laminar, transiente ou turbulento. É determinado por:

$$Re_H = \frac{\rho u H}{\mu} \tag{2.6}$$

onde ρ é a massa específica do fluido em (kg/m³), u é a velocidade do fluido em (m/s), H é o comprimento característico do fluxo em (m) e μ é a viscosidade dinâmica do fluido em (N.s/m²).

Número de Prandtl (Pr): representa uma medida da relação entre as espessuras das camadas limite fluidodinâmica e térmica:

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

onde c_p é o calor específico em (J/kg.K) e k é a condutividade térmica do fluido em (W/m.K).

Número de Nusselt (Nu_H): É o coeficiente de transferência de calor adimensional. Ele representa a razão entre a transferência de calor por convecção e a por condução:

$$Nu_H = \frac{hH}{k} = \frac{transferência\ de\ calor\ por\ convecção}{transferência\ de\ calor\ por\ condução} \tag{2.8}$$

onde k é a condutividade térmica do fluido em (W/m.K) e h é coeficiente de transferência de calor em (W/m².K).

2.2. Design Construtal

A Teoria Construtal teve origem com a formulação da Lei Construtal por Adrian Bejan em 1996. Ele observou que o design é um fenômeno físico universal, que se aplica a sistemas de movimento de dimensão finita animados ou inanimados e em uma ampla faixa de escalas. Isto se aplica por exemplo à forma de flocos de neve, árvores, delta de rios, animais, e muito mais. Ela vem sendo muito aplicada em vários campos do conhecimento como, física, engenharia, biologia, ciências sociais entre outros. A Figura 2.3 mostra dois exemplos muito utilizados onde a Teoria Construtal é vista: ramificações de rios e um pulmão humano.

De acordo com a Lei Construtal, um sistema vivo possui duas características universais: ele flui e também se adapta livremente para uma configuração que permita as suas correntes escoarem mais facilmente ao longo do tempo (Bejan, 1997).

A natureza é feita por uma diversidade enorme de configurações. Os sistemas identificados na natureza têm formatos e estruturas claros. Eles têm um tamanho finito, são reconhecíveis por padrões no seu formato. Estes padrões encontrados na natureza são indícios da Lei Construtal.

A Lei Construtal não é uma lei de otimização, maximização, minimização, ou com o objetivo de buscar uma forma final para um determinado sistema ou objeto. Ela é uma Lei que se refere à direção da evolução no tempo, e o fato de que o fenômeno do design não é estático, é dinâmico e está sempre em evolução. E esta evolução não para nunca. A Lei Construtal é muito útil como uma forma de elaborar designs para a engenharia e para sistemas sociais (Bejan e Lorente, 2013).

2.2.1. Aplicações do Design Construtal

Como já mencionado, a Teoria Construtal atualmente é aplicada em várias áreas. Umas das áreas com mais nova aplicação é a geofísica. A Lei Construtal já foi utilizada como base física para o movimento de placas tectônicas (Quéré, 2010), estudo do tamanho de grãos de areia e profundidade em praias (Reis e Gama, 2010), estudo do número e tamanho de bases de rios (Reis, 2006b; Bejan et al., 2006), sedimentação de partículas (Chung e Vaidya, 2011) e até para mudanças climáticas (Clause et al., 2012; Kosner, 2012a).

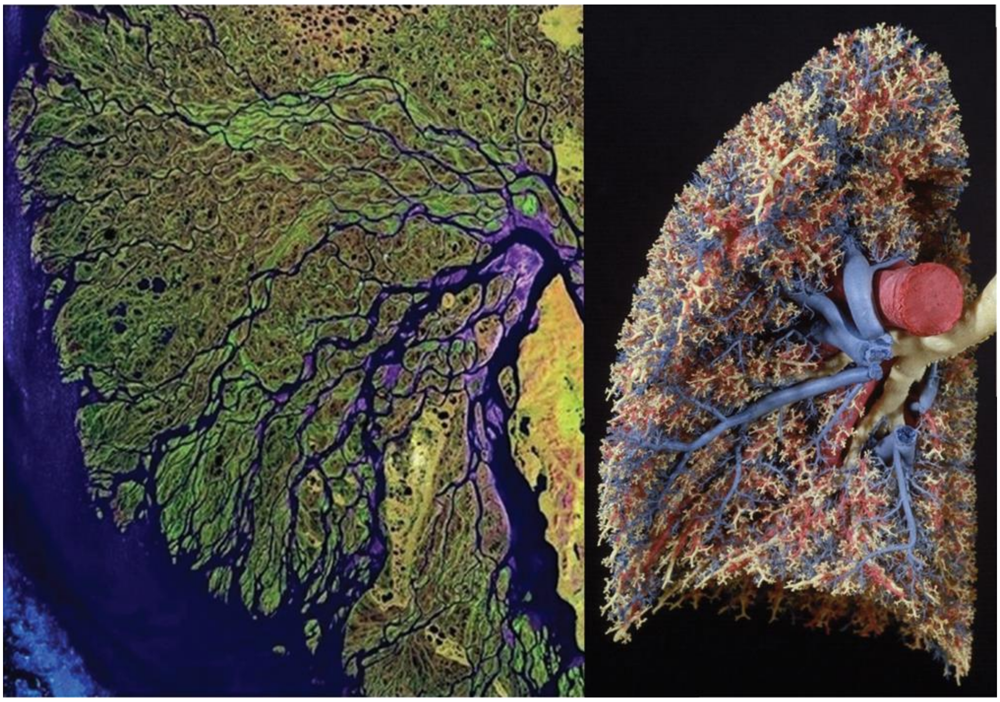


Figura 2.3 – Base de rios à esquerda e pulmão humano à direita (Bejan e Lorente, 2013).

A aplicação do Design Construtal em economia e ciências sociais é considerável. Existem trabalhos com aplicação em custos de energia solar e de dessalinização (Lorente et al., 2012a), gerenciamento de recursos naturais (Lorente e Bejan, 2010), custos de redes de distribuição de energia elétrica (Morega et al., 2008) e dinâmica de mercado monetário (Sweo e Pate, 2010). Lorenzini e Biserni (2011) estudaram a relação da Lei Construtal com as dinâmicas sociais e distribuição e riquezas, assim como Kosner (2012b) fez uma revisão sobre o assunto.

Existem inclusive estudos utilizando o Design Construtal em ciências militares (Weinerth, 2010). Neste estudo as relações entre força e vulnerabilidade de formações de linhas de batalha (ou falanges) foram analisadas com o objetivo de encontrar uma formação ótima que maximizasse o poder de ataque e avanço da frente e minimizasse a exposição de flancos vulneráveis a ataques de inimigos.

Na biologia, o Design Construtal já foi aplicado em sistemas com formato de árvore (Bejan, 2005), estudos sobre o voo, mergulho e locomoção de seres vivos (Bejan e Marden, 2006) e até no estudo de esportistas nadadores e corredores (Charles e Bejan, 2009; Bejan et al., 2010; Lorente et al., 2012b).

A aplicação do Design Construtal na engenharia é obviamente grande. Como pode ser visto no Estado da Arte deste trabalho, muitos dos estudos nesta área se concentram na transferência de calor e massa e na termodinâmica. Existem muitos trabalhos sobre condução em sólidos e cavidades, com otimização de geometrias e utilização de configurações no formato de árvore (Fig. 2.4), convecção forçada, natural e mista, laminar e turbulenta, em canais e ao redor de obstáculos. Além dos trabalhos revisados no Estado da Arte, também houve a aplicação do Design Construtal em estruturas de trocadores de calor para células de combustível (Zamfirescu e Dincer, 2009), em dessalinização, umidificação e desumidificação (Mehrgoo e Amidpour, 2011), micro-reatores (Mathieu-Potvin e Gosselin, 2012; Chen et al. e, 2011), estruturas de micro-fluidos (Hart e da Silva, 2011; Hart et al., 2011) e em reatores (Zhou et al, 2008; Cornet, 2010; Tescari et al., 2010). Também existem trabalhos com aplicação mais industrial do Design Construtal, como em geradores de vapor (Kim et al., 2011; Norouzi e Amidpour, 2012), turbinas a vapor (Kim et al, 2009), fornos de fundição (Kang et al., 2010) e usinas de energia solar (Koonsrisuk et al., 2010; Lorente et al, 2010; Sangi et al., 2011), entre outros trabalhos e estudos não menos importantes.

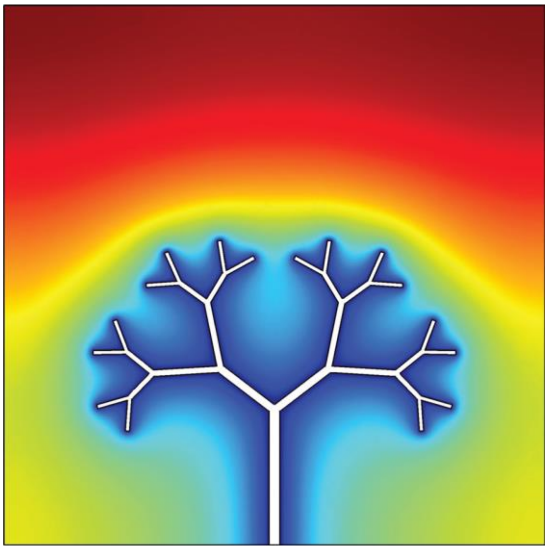


Figura 2.4 – Utilização do Design Construtal em um problema de condução de calor (Bejan e Lorente, 2013).

3. MODELAGEM MATEMÁTICA

Neste capítulo é apresentada a descrição detalhada do problema, o processo de avaliação geométrica empregado no presente trabalho e as equações de conservação necessárias para a resolução do problema.

3.1. Descrição do Problema

O problema físico analisado será o escoamento bidimensional de um fluido em um canal contendo duas aletas. O fluido utilizado no estudo é o ar e o seu movimento é gerado pela imposição de uma velocidade prescrita na entrada do canal, à esquerda na Fig. 3.1, e uma pressão manométrica na saída do mesmo, à direita. O fluido possui uma temperatura prescrita na entrada do canal e será considerado incompressível, o escoamento será laminar, com convecção forçada e regime permanente. As superfícies do canal e das aletas possuem condição de não-deslizamento e impermeabilidade (u = v = 0 m/s).

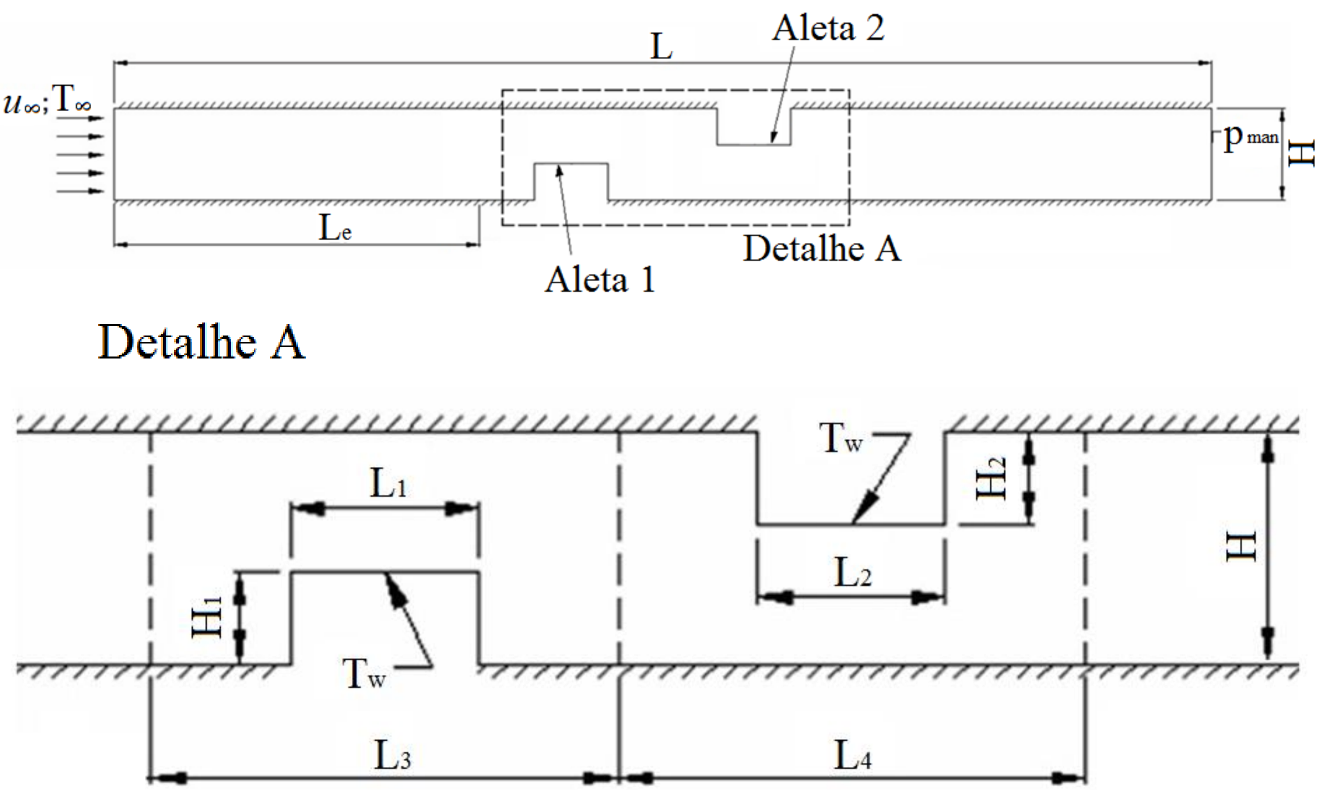


Figura 3.1 – Domínio computacional do problema.

A velocidade prescrita imposta na entrada do canal, u_∞ = 0,02921 m/s, é determinada pelo número de Reynolds, Eq. 2.6, que será igual a $Re_H = 100$. O número de Prandtl definido é igual a Pr = 0,71. O fluido terá uma temperatura na entrada do canal de T_∞ = 300 K. Além disso, não há fluxo de calor através das paredes, e as duas aletas estão a uma temperatura prescrita T_w = 330 K. Na região lateral direita, que é a saída do canal, tem-se uma pressão manométrica (P_{man} = 0 Pa) e uma temperatura de T_∞ = 300 K. Será considerado um canal com altura H = 50 mm, comprimento L = 800 mm e um comprimento de entrada de L_e = 350 mm, além de $L_3 = L_4$ = 50 mm. Estudos prévios realizados neste trabalho (Feijó et al., 2016) mostraram que não existe diferença significativa nos resultados dos desempenhos térmico e fluidodinâmico com a alteração de L_e e para um aumento de L para diversos casos testados (diferenças inferiores à 1%). Portanto foi escolhido um valor de L_e que centralizasse as aletas no canal e um valor de L em que o seu aumento não causasse alterações significativas nos resultados.

No âmbito do Design Construtal, a otimização do problema estudado está sujeita a três restrições, a área do canal (A), a área de ocupação de cada aleta (A_1) e a área das aletas (A_2):

$$A = H \,.\, L \tag{3.5}$$

$$A_1 = H \,.\, L_3 = H \,.\, L_4 \tag{3.6}$$

$$A_2 = H_1 \,.\, L_1 = H_2 \,.\, L_2 \tag{3.7}$$

As razãos entre as áreas das aletas sobre suas áreas de ocupação máxima serão denominadas ϕ_1 (aleta 1) e ϕ_2 (aleta 2):

$$\phi_1 = \phi_2 = \frac{A_2}{A_1} \tag{3.8}$$

Neste trabalho ϕ_1 e ϕ_2 serão avaliadas em quatro valores diferentes: 0,05, 0,10, 0,15 e 0,20, ou seja, quando cada uma das aletas ocuparem uma área igual a 5%, 10%, 15% e 20% da área de ocupação A_1.

O objetivo é maximizar a transferência de calor das aletas para o escoamento circundante e minimizar a diferença de pressões entre a entrada e a saída do canal, analisando os vários arranjos de geometrias das duas aletas através do método Design Construtal (para definição do espaço de busca) e a otimização do problema (Bejan e Lorente, 2008). Para isto, serão definidos dois graus de liberdade, a razão entre a altura e o comprimento das duas aletas: H_1/L_1 e H_2/L_2.

3.2. Avaliação Geométrica com o Design Construtal

Como forma de otimização geométrica, foi utilizada o método Design Construtal associado a busca exaustiva. O processo de otimização foi realizado, conforme a Fig. 3.2 ilustra resumidamente, através do mecanismo de busca exaustiva. No total foram realizadas 3.072 simulações. Primeiro, a geometria é otimizada pela variação da razão H_1/L_1, mantendo-se fixos os parâmetros H_2/L_2, ϕ_1 e ϕ_2. O valor máximo encontrado para a taxa de transferência de calor nas aletas foi denominado de taxa uma vez maximizada, $q_{1,max}$, e a correspondente razão H_1/L_1 foi denominada razão uma vez termicamente otimizada, $(H_1/L_1)_{o,T}$. Uma vez que trata-se de um problema multiobjetivo pode ter-se diferentes valores para a razão $(H_1/L_1)_o$, um para o problema fluidodinâmico e outro para o problema térmico. Por esta razão também foi encontrado um valor mínimo para a diferença de pressões $(\Delta P)_{1,min}$ correspondente a uma razão $(H_1/L_1)_{o,F}$.

Em um segundo passo, o processo é repetido para outros valores da razão H_2/L_2, ainda se mantendo fixos ϕ_1 e ϕ_2. Entre todos os valores simulados, a máxima taxa de transferência de calor é a taxa duas vezes maximizada, $q_{2,max}$, e a menor diferença de pressão é duas vezes minimizada, $(\Delta P)_{2,min}$. Com relação às geometrias ótimas considerando o multiobjetivo do problema, neste passo também obtém-se uma razão H_2/L_2 uma vez otimizada para o objetivo térmico e outra razão uma vez otimizada para o problema fluidodinâmico, $(H_2/L_2)_{o,T}$ e $(H_2/L_2)_{o,F}$. Da mesma forma tem-se $(H_1/L_1)_{oo,T}$ e $(H_1/L_1)_{oo,F}$.

Em um terceiro passo, os valores de H_1/L_1 e H_2/L_2 são variados nos mesmos intervalos do passo anterior, porém desta vez ϕ_2 é variado nos quatro valores propostos neste estudo: 0,05, 0,10, 0,15 e 0,20. Com os resultados obtidos, encontra-se a máxima taxa de transferência de calor, que agora é a taxa três vezes maximizada, $q_{3,max}$, e a menor diferença de pressão, agora três vezes minimizada, $(\Delta P)_{3,min}$. E obtém-se H_2/L_2 duas vezes termicamente otimizada e duas vezes fluidodinamicamente otimizada, $(H_2/L_2)_{oo,T}$ e $(H_2/L_2)_{oo,F}$. E para a razão H_1/L_1 tem-se $(H_1/L_1)_{ooo,T}$ e $(H_1/L_1)_{ooo,F}$ além de também chegar-se a um $(\phi_2)_{o,T}$ e um $(\phi_2)_{o,F}$.

Por fim, no quarto passo, é possível obter os melhores resultados térmico e fluidodinâmico. Neste passo, ϕ_1 também é variado nos quatro valores propostos: 0,05, 0,10, 0,15 e 0,20. Entre todas as simulações realizadas neste trabalho, obtém-se a máxima taxa de transferência de calor, quatro vezes maximizada, $q_{4,max}$, e a menor diferença de pressão, quatro vezes minimizada, $(\Delta P)_{4,min}$. Além das razões entre altura e comprimento ótimas para os dois objetivos: $(H_2/L_2)_{ooo,T}$, $(H_2/L_2)_{ooo,F}$,

$(H_1/L_1)_{oooo,T}$, $(H_1/L_1)_{oooo,F}$, $(\phi_2)_{oo,T}$, $(\phi_2)_{oo,F}$, $(\phi_1)_{o,T}$ e $(\phi_1)_{o,F}$.

Posteriormente será feita a avaliação geométrica levando-se em consideração o multiobjetivo (térmico e fluidodinâmico). Serão seguidos os mesmos quatro passos descritos nos parágrafos anteriores e no fim se chegará à geometria ótima multiobjetivo: $(H_1/L_1)_{oooo}$, $(H_2/L_2)_{ooo}$, $(\phi_2)_{oo}$, $(\phi_1)_o$.

As faixas de variação das razões H_1/L_1 e H_2/L_2 foram determinadas de uma forma que as alturas máximas das aletas fossem mantidas iguais para todos valores de ϕ_1 e ϕ_2. Deste modo, o valor mínimo para H_1/L_1 e H_2/L_2 foi definido em 0,25 para todos os valores de ϕ_1 e ϕ_2, e o valor máximo foi de 16 para ϕ_1 e ϕ_2 = 0,05, de 8 para ϕ_1 e ϕ_2 = 0,10, de 5,33 para ϕ_1 e ϕ_2 = 0,15 e de 4 para ϕ_1 e ϕ_2 = 0,20.

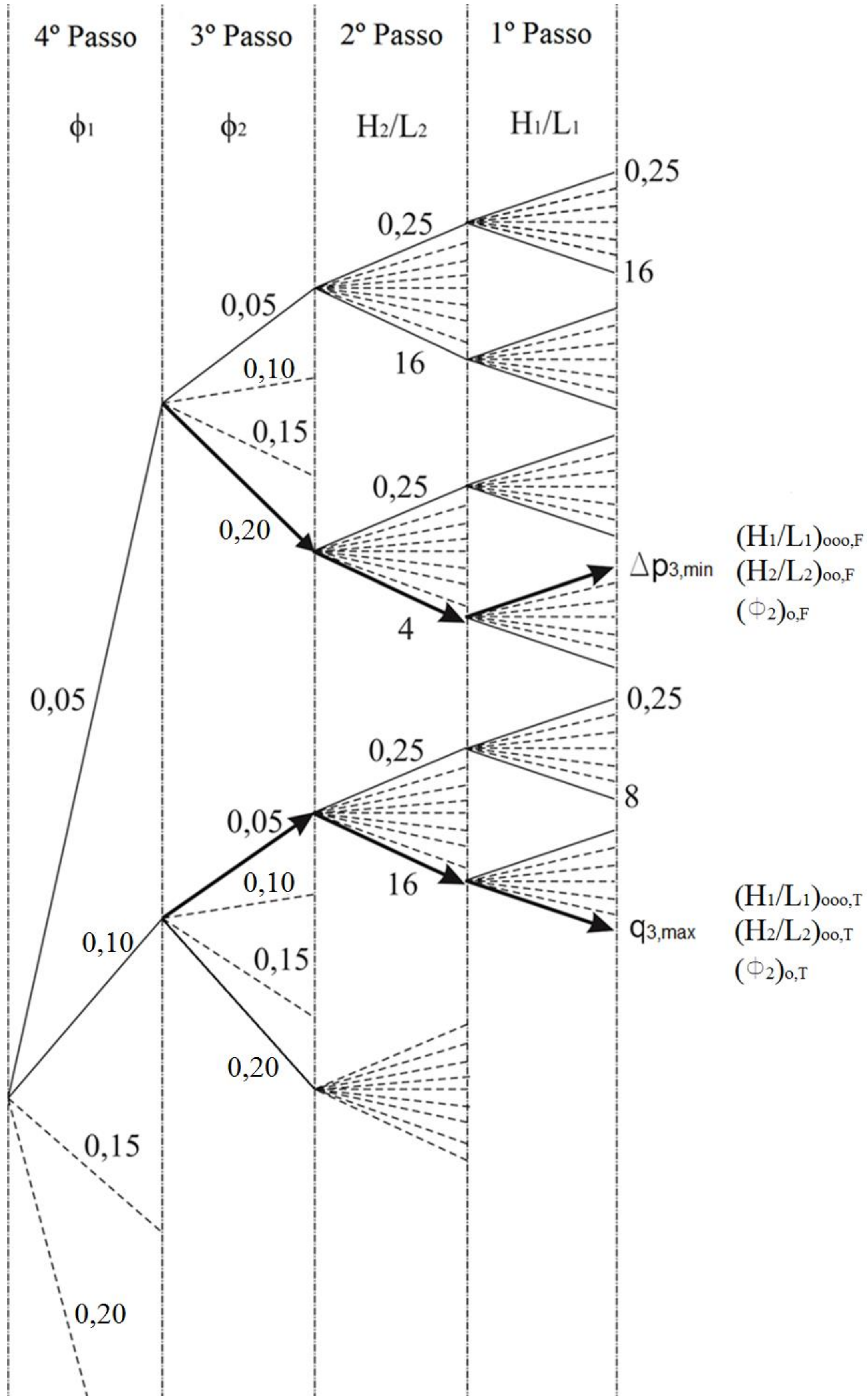


Figura 3.2 – Processo de otimização geométrica aplicado ao canal com aletas.

3.3. Equações de Conservação

O problema apresentado neste trabalho poderá ser resolvido através de um método numérico que levará em consideração quatro equações de conservação: de massa, de quantidade de movimento (duas equações) e de energia. Para todas elas, será considerado um escoamento em regime permanente, incompressível, laminar, convectivo forçado, juntamente com as condições de contorno e as condições iniciais. Será considerado um problema bidimensional, por isso a existência de duas equações de conservação da quantidade de movimento (uma equação para cada direção) e também em coordenadas cartesianas.

A equação da conservação de massa é definida por (Bejan, 2013):

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0 \tag{3.9}$$

onde, u e v são, respectivamente, as velocidades do escoamento (m/s) nas direções x e y.

As equações da conservação da quantidade de movimento, nas direções x e y respectivamente, são escritas da seguinte forma (Bejan, 2013):

Na direção x: $$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x}+\upsilon\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \tag{3.10}$$

Na direção y: $$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial y}+\upsilon\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) \tag{3.11}$$

onde ρ é a massa específica do ar (kg/m³), P é a pressão (Pa) e υ é a viscosidade cinemática do fluido (m²/s).

A equação da conservação de energia é escrita como (Bejan, 2013):

$$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}=\frac{k}{\rho\, c_p}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) \tag{3.12}$$

onde T é a temperatura (K), c_p é o calor específico do fluido à pressão constante (kJ/(kg.K)) e k é a condutividade térmica do fluido (W/(m.K)).

4. MODELAGEM NUMÉRICA

O presente trabalho realizou um estudo numérico de um problema de convecção através de ferramentas computacionais de CFD (*Computational Fluid Dynamics*). A CFD é uma forma de resolver problemas e situações envolvendo fluidos em um ambiente computacional através de programas específicos que geralmente são compatíveis com qualquer computador comercial moderno. Estes programas utilizam métodos e modelos matemáticos conhecidos como forma de resolução dos problemas. Através da simulação é possível recriar o problema com todas as suas características, térmicas, físicas, químicas, e qualquer parâmetro conhecido pode ser ajustado e inserido na simulação (Versteeg e Malalasekera, 2007; Maliska, 2004).

O objetivo principal do CFD é reduzir o número de experimentos e analisar situações que não poderiam ser estudadas em laboratório de forma prática. Utilizando as técnicas fornecidas pelo CFD, pode-se avaliar numericamente diversos parâmetros relevantes ao problema. Estes podem ser facilmente alterados até se atingir um resultado satisfatório. Tudo isso com a grande vantagem de ser mais conveniente e a custos e tempos menores do que utilizando apenas métodos experimentais e analíticos, que necessitam da construção e aquisição de materiais e equipamentos.

A simulação numérica é uma ferramenta extremamente poderosa, que é atualmente utilizada em uma ampla faixa de aplicações: aerodinâmica de aviões e veículos, hidrodinâmica de navios, motores de combustão interna, turbinas a gás, turbomáquinas, resfriamento de equipamentos, processos químicos, engenharia marítima, hidrologia e oceanologia, meteorologia e na biomedicina (Versteeg e Malalasekera, 2007).

Os programas de CFD são estruturados através de algoritmos numéricos capazes de resolver problemas fluidodinâmicos e/ou térmicos. Os programas comerciais são providos de uma interface própria para que os usuários possam utilizar o programa da melhor forma, definindo parâmetros e analisando resultados. Este aspecto dos programas tem sofrido considerável evolução nas versões mais atuais. Todos os programas contêm três elementos principais: pré-processador, solução e pós-processador.

O pré-processamento consiste nas atividades de definição de parâmetros e do problema pelo usuário através da interface do programa. Nesta etapa se define a geometria, domínio computacional, geração da malha, propriedades e modelos físicos e as condições de contorno e iniciais.

A etapa de solução consiste na resolução do problema por parte do programa. Ela geralmente é feita por um dos três métodos: método das diferenças finitas (MDF), método dos elementos finitos (MEF) ou método dos volumes finitos (MVF). Estes são métodos numéricos consolidados na resolução de problemas, desde períodos anteriores ao desenvolvimento de ferramentas computacionais. Eles fazem a discretização em equações dos problemas definidos, dividindo o domínio do problema em nós e elementos com equações próprias que se interligam entre os vizinhos, formando um conjunto de equações que é resolvível pelo respectivo método e suas variações. De acordo com o tipo de problema pode haver uma resolução melhor e mais rápida por parte de um determinado método escolhido (Maliska, 2004).

O pós-processamento consiste nas ferramentas do programa, que após a solução do problema, propiciam a leitura de uma forma adequada dos resultados pelo usuário através de gráficos, campos, planilhas, dados, entre outros.

4.1. Procedimentos Numéricos

O presente trabalho utilizou dois programas para a simulação numérica. O GAMBIT® foi utilizado como ferramenta de construção da geometria do domínio computacional e geração da malha. O GAMBIT® permite que através de um *script* seja possível que se altere de uma forma fácil apenas os graus de liberdade de cada malha, utilizando um editor de textos. Como foi definido na seção 3.2 deste trabalho, existem quatro valores de ϕ_1 e quatro de ϕ_2 a serem simulados, havendo 16 combinações possíveis de ϕ_1 e ϕ_2. Para cada uma dessas combinações havia ainda 192 combinações de H_1/L_1 e H_2/L_2. Como uma forma de organizar, controlar e agilizar a geração das malhas, foram feitos 16 *scripts* diferentes para a geração de todas as malhas, um para cada combinação de ϕ_1 e ϕ_2. Esses scripts foram criados com o auxílio do editor de planilhas eletrônicas. Para cada um dos 16 *scripts*, o programa possibilitou que fossem colocados em sequência os 192 *sub-scripts* para a geração das malhas. Através da ferramenta de filtro do programa foi possível filtrar apenas os comandos a serem alteradas para cada uma das 192 malhas: ϕ_1, ϕ_2, H_1/L_1 e H_2/L_2. Assim, foi possível criar um mecanismo no qual esses valores podiam ser automaticamente alterados através de uma outra planilha contentado as combinações das variáveis de cada malha. Depois, os *scripts* gerados na planilha foram salvos em formato de texto podendo assim serem importados pelo GAMBIT®. Com isso foram criados 16 *scripts*, cada um gerando 192 malhas diferentes. No Anexo 1 é possível observar o *sub-script* para a geração de uma malha deste trabalho.

O FLUENT® foi o programa utilizado para a simulação numérica do problema. Nele, as malhas criadas no GAMBIT® são importadas e pode-se definir todos os parâmetros necessários para a simulação e obtenção dos resultados, como propriedades físicas, condições iniciais e de contorno e métodos de solução e convergência. O FLUENT® utiliza o método dos volumes finitos para resolução dos problemas (ANSYS, 2014), visto em mais detalhes a seguir. Assim como foi feito na geração das malhas, as simulações realizadas no FLUENT® também foram realizadas através de 16 *scripts*. A diferença neste passo foi que os *scripts* criados foram idênticos já que não havia diferenças entre os parâmetros ajustados para cada uma das simulações, havia apenas diferenças entre as geometrias das malhas, estas já criadas no passo anterior. No Anexo 2 é possível observar o *sub-script* utilizado para uma simulação.

Depois de realizadas todas as simulações, os resultados gerados em arquivos de texto (*.txt*) foram organizados a partir de um *script* de Macro, uma ferramenta da planilha eletrônica, que possibilitou que todos os arquivos de texto contendo os resultados fossem reunidos em uma única planilha eletrônica de uma forma fácil e rápida. É possível ver o *script* de Macro criado para este trabalho no Anexo 3.

4.1.1. Método dos Volumes Finitos

O Método dos Volumes Finitos (MVF) utilizado na solução numérica deste trabalho é uma técnica numérica que transforma equações diferenciais parciais, que representam as leis de conservação, em equações algébricas discretas sobre volumes finitos. O primeiro passo no processo de solução é a discretização da geometria do domínio, em volumes finitos. As equações diferenciais parciais são então transformadas em equações algébricas por integração sobre cada volume discreto. É gerado um sistema algébrico de equações que é então resolvido pelo computador para que sejam encontrados os valores das variáveis dependentes de cada um dos volumes (Maliska, 2004). Esta é uma explicação resumida do MVF. Na aplicação do método existem diversas nuances e variações que impactam na forma como se chega nos resultados. A Figura 4.1 mostra um esquema da representação de um volume de controle bidimensional de um problema de difusão e advecção (Moukalled et al., 2016).

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 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, e em uma maneira não-invasiva, já que as variáveis desconhecidas são consideradas nos centroides dos volumes, e não nas faces como ocorre no método dos elementos finitos. 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, 2007).

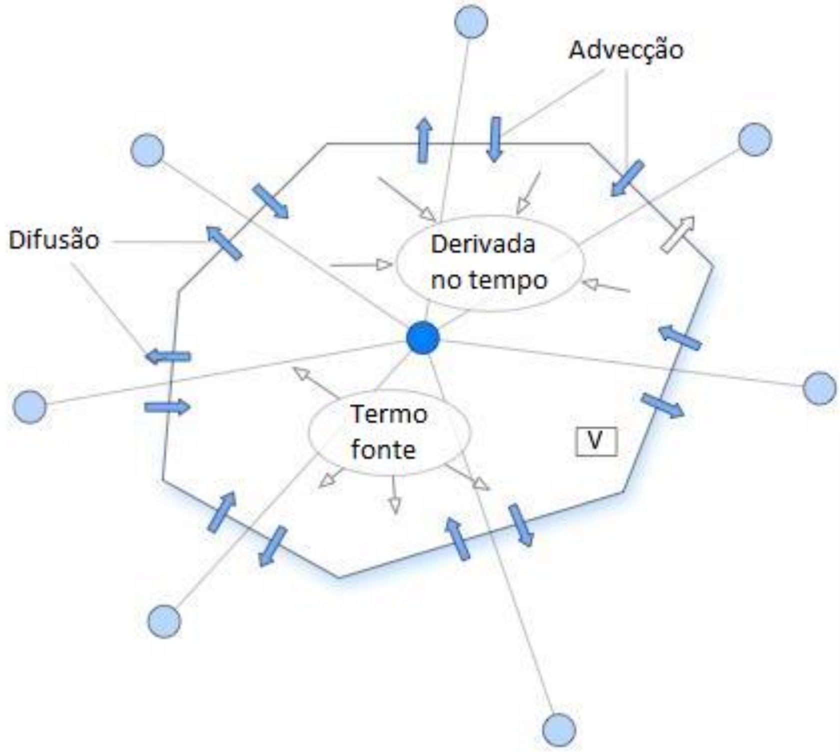


Figura 4.1 – Representação de um volume de controle do método dos volumes finitos. Adaptado de Moukalled et al. (2016).

De uma forma geral, considerando uma variável φ a ser analisada (que pode ser a temperatura ou outra propriedade), a forma conservativa para as equações de qualquer escoamento pode ser escrita da seguinte forma (Versteeg e Malalasekera, 1995):

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + div(\rho\varphi\vec{v}) = div(\Gamma.grad\varphi) + S_{\varphi} \tag{4.1}$$

onde φ é a quantidade escalar que é transportada, Γ é o coeficiente de difusão, $\vec{v}$ é o vetor campo de velocidades e S_{φ} é o termo fonte ou sumidouro de energia por unidade de volume (W/m^3).

Esta equação é conhecida como a equação do transporte e serve para escoamentos incompressíveis, transientes e com transferência de calor por convecção. Como o problema proposto neste trabalho na seção 3.1 é realizado no regime permanente, o termo $\partial(\rho\varphi)/\partial t$, que é referente a taxa de variação da propriedade φ no tempo, pode ser desprezado e a Eq. (4.1) fica:

$$div(\rho\varphi\vec{v}) = div(\Gamma.grad\varphi) + S_{\varphi} \tag{4.2}$$

Integrando a Eq. 4.2 sobre um volume de controle temos:

$$\int_{A_{VC}} \vec{n}.(\rho\varphi\vec{v})dA_{VC} = \int_{A_{VC}} \vec{n}.(\Gamma.grad\varphi)dA_{VC} + \int_{VC} S_\varphi dV_{VC} \tag{4.3}$$

onde A_{VC} é a área do volume de controle (m²), V_{VC} é o volume do volume de controle (m³) e $\vec{n}$ é um vetor unitário normal à superfície do volume de controle.

Esta equação representa o balanço de fluxo da propriedade φ em um volume de controle e é aplicada em todos os volumes de controle. No lado esquerdo da equação é mostrado o fluxo líquido convectivo e no lado direito o fluxo líquido difusivo e o termo de geração (ou destruição) da propriedade φ dentro do volume de controle. A célula da Fig. 4.2 é um exemplo de tal volume de controle.

O programa de simulação numérica utilizado neste trabalho, FLUENT®, utiliza uma técnica para converter uma equação escalar geral de transporte em uma equação algébrica que pode ser resolvida numericamente. A discretização da Eq. (4.3) para um volume de controle qualquer no regime permanente pode ser escrita por (ANSYS, 2014):

$$\sum_f^{N_{faces}} \rho_f \vec{v_f} \varphi_f \overrightarrow{A_{VCf}} = \sum_f^{N_{faces}} \Gamma_\varphi . \nabla\varphi_f . \overrightarrow{A_f} + S_\varphi . V_{VC} \tag{4.4}$$

onde *f* é o sub-índice referente a uma dada face do volume de controle, N_{faces} é o número de faces ao redor do volume de controle em questão, φ_f é o valor de φ na face *f* do volume de controle e $\nabla\varphi_f$ é o gradiente de φ na face *f*.

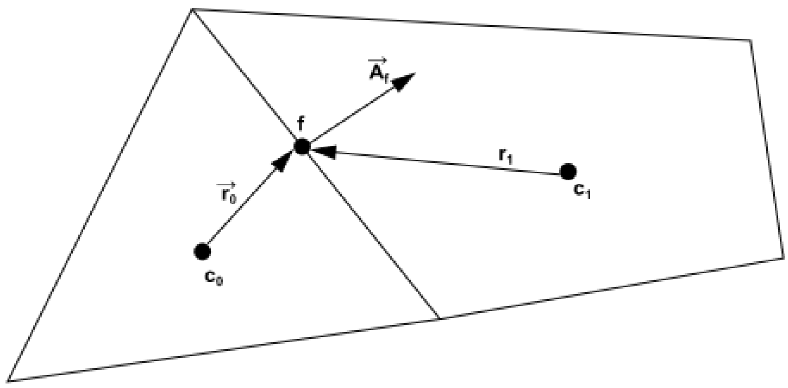


Figura 4.2 – Volume de controle utilizado para ilustrar a discretização de uma equação escalar de transporte (ANSYS, 2014).

4.1.1.1. Discretização Espacial dos Termos Convectivos

Em problemas de convecção utilizando MVF, a principal dificuldade na discretização espacial dos termos convectivos é o cálculo das propriedades transportadas pelas faces dos volumes e os fluxos convectivos sobre estes contornos. Em problemas totalmente difusivos, a aplicação de um esquema de diferenças centrais entres os volumes funciona satisfatoriamente. É um esquema de equações que obtém os valores nas faces a partir de uma análise utilizando séries de Taylor. Porém na difusão ocorre a distribuição das quantidades transportadas em todas as direções, enquanto que a advecção exerce influência apenas na direção do escoamento. Isto impõe a necessidade da aplicação de esquemas de discretização especiais para problemas convectivos-difusivos (Versteeg e Malalasekera, 1995).

No *solver* empregado no presente trabalho todas as simulações foram realizadas com esquema *Upwind* de segunda ordem para as discretizações espaciais dos termos advectivos. No esquema de diferença centrais, o valor de uma propriedade, por exemplo a temperatura, é influenciado igualmente por dois volumes vizinhos. Esta consideração se torna inadequada quando se trata de escoamentos convectivos, e o esquema *Upwind* corrige isto tomando em consideração a direção do escoamento. Neste esquema, o valor de uma propriedade em uma face de um volume é igual ao valor do nó do volume a montante (Versteeg e Malalasekera, 1995):

$$\varphi_f = \varphi_m \tag{4.5}$$

onde φ_m é o valor da propriedade φ no volume de controle a montante.

O esquema dado pela Eq. (4.5) é conhecido como *Upwind* de primeira ordem. O esquema *Upwind* de segunda ordem é utilizado para se obter uma maior precisão, que é obtida nas faces dos volumes de controle através de uma expansão da série de Taylor da solução de φ ao redor do volume de controle central. No FLUENT®, o valor de φ_f é computado usando a seguinte expressão:

$$\varphi_f = \varphi + \nabla\varphi.\vec{r} \tag{4.6}$$

onde $\vec{r}$ é o vetor deslocamento do centroide da face do volume de controle ao centroide do volume de controle a montante.

Esta formulação dada pela Eq. (4.6) requer a determinação do gradiente $\nabla\varphi$ em cada volume de controle. Para isso, o Teorema de Green-Gauss é utilizado da seguinte forma:

$$(\nabla\varphi)_{c0} = \frac{1}{V_{VC}} \sum_f \overline{\varphi_f}\, \overrightarrow{A_f} \tag{4.7}$$

onde o sub-índice c_0 refere-se ao centroide do volume de controle (Fig. 4.2) e $\overline{\varphi_f}$ é a média aritmética dos valores de φ_f dos centros dos volumes de controle vizinhos à face.

Foi considerado uma avaliação do gradiente de φ baseado no seu valor no centro dos volumes de controle vizinhos. Assim, $\overline{\varphi_f}$ é dado por:

$$\overline{\varphi_f} = \frac{\varphi_{c0} + \varphi_{c1}}{2} \tag{4.8}$$

onde o sub-índice *c1* refere-se ao centroide do volume de controle vizinho (Fig. 4.2).

4.1.1.2. Acoplamento Pressão-Velocidade

No estudo de escoamentos convectivos com o MVF, o campo de velocidades precisa ser calculado resolvendo-se as equações de Navier-Stokes. Para fluidos incompressíveis, esta tarefa é complicada devido ao forte acoplamento existente entre velocidade e pressão e também porque a pressão não aparece como variável primária na equação de conservação de massa.

Neste trabalho, o acoplamento pressão-velocidade foi realizado pelo método SIMPLEC (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistent*). Resumidamente, este é um método iterativo que trata a velocidade e a pressão de maneira separada e sequencial, sendo basicamente um método de tentativa e erro. O SIMPLEC é uma variação do SIMPLE, e se difere por manipular as equações de conservação de quantidade de movimento omitindo termos menos significativos do que os omitidos pelo método SIMPLE nas equações de velocidade, proporcionando maior precisão (Maliska, 2004). Ressalta-se que alguns dos resultados (cerca de 10%) foram obtidos com o algoritmo de acoplamento pressão-velocidade conhecido como COUPLED pois não houve convergência através do SIMPLEC. Isto ocorreu para os casos de maiores alturas das duas aletas onde o aumento da velocidade do escoamento, ao passar pelas duas aletas, pode ter feito o escoamento atingir o regime turbulento nesta região. O COUPLED é um algoritmo baseado na pressão que oferece algumas vantagens sobre os algoritmos segregados, como são o SIMPLE e o SIMPLEC, e é mais eficiente para escoamentos em regime permanente pois é realizada a resolução simultânea das equações de conservação de pressão e quantidade de movimento (ANSYS, 2014).

Fatores de subrelaxação de 0,3, 0,7 e 1 foram impostos para as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, respectivamente. Estes fatores foram determinados por recomendações do manual do programa FLUENT®.

As soluções obtidas foram consideradas convergidas quando os resíduos para as equações de conservação de massa e quantidade de movimento nas direções x e y foram inferiores a 10^{-6} e para a equação de conservação de energia inferiores a 10^{-8}.

Todas as simulações foram realizadas usando um computador com processador Intel i7 de 3.30 GHz e 16 GB de memória RAM. O tempo de processamento de cada simulação foi entre 5 e 15 min, sendo as simulações mais demoradas as que tinham as maiores alturas das duas aletas.

4.1.2. Condições de Contorno e Iniciais

A Figura 4.3 mostra a malha empregada no presente trabalho gerada pelo GAMBIT® e também as condições de contorno empregadas no domínio. À esquerda no domínio, na entrada do canal, foi aplicado ao escoamento uma velocidade e uma temperatura prescritas, uma condição de contorno chamada de "*velocity inlet*" pelo software FLUENT. À direita, a saída do canal, foi aplicada uma condição de contorno "*pressure outlet*" onde uma pressão manométrica de 0 Pa e uma temperatura de 300 K são impostas. Nas paredes superiores e inferiores foi aplicada uma condição de parede "*wall*" onde as condições de impermeabilidade e não-deslizamento são aplicadas para o campo fluidodinâmico e fluxo nulo foi imposto para o campo térmico. Nas aletas, além da condição de parede "*wall*", foi aplicada uma temperatura prescrita, maior do que a temperatura de entrada do fluido. Na Tabela 4.1 são mostrados os valores dos parâmetros e propriedades termofísicas aplicados em todas as simulações deste trabalho.

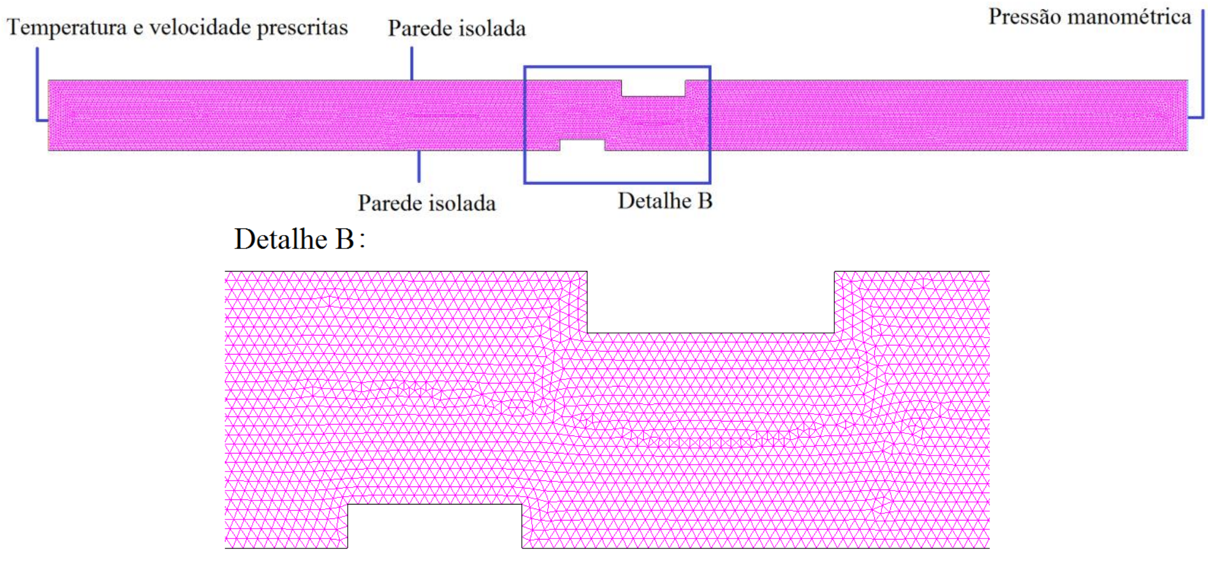


Figura 4.3 - Discretização espacial aplicada ao canal com aletas.

Tabela 4.1. Parâmetros e propriedades termofísicas aplicados nas simulações

Propriedade	Valor aplicado
Fluido	Ar
Massa Específica (kg/m³)	1,225
Calor Específico (J/kg.K)	1.006,43
Condutividade Térmica (W/m.K)	0,025395
Viscosidade (kg/m.s)	$1{,}789\times10^{-5}$
Velocidade do fluido na entrada do canal (m/s)	0,02921
Temperatura do fluido na entrada do canal (K)	300
Temperatura da aleta 1 (K)	330
Temperatura da aleta 2 (K)	330
Pressão na saída do canal (Pa)	101.325

4.2. Teste de Independência de Malha

Para avaliar a qualidade do refinamento de malha foi realizado um teste de independência de malha. O teste foi aplicado ao mesmo problema descrito no item 3.1 deste trabalho, sendo os valores definidos de H_1/L_1 = 4, H_2/L_2 = 4, ϕ_1 = 0,2 e ϕ_2 = 0,2. Estes valores são correspondentes ao caso mais exigente computacionalmente entre todos os propostos, uma vez que é o caso em que o escoamento encontra o caminho mais estreito a ser percorrido. Como valor de comparação foi escolhida a taxa de transferência de calor total (q) ao redor das duas aletas. Foi considerado que uma malha com 24.214 volumes finitos triangulares atende satisfatoriamente às necessidades deste trabalho, como pode ser visto na Fig. 4.4. Não foi necessário nenhum refinamento localizado da malha no domínio. De acordo com os resultados obtidos na Tab. 4.2, obteve-se como critério de aceitação o seguinte valor:

$$\left|\frac{(q^j - q^{j+1})}{q^j}\right| < 1\ x\ 10^{-3} \tag{4.1}$$

Tabela 4.2. Teste de independência de malha.

Malha	Nº de volumes	*q* (W)	Diferença Rel.
M1	3.466	28,84926	0,073618885
M2	5.512	30,97311	0,021216052
M3	7.180	30,31598	0,011274451
M4	9.752	29,97418	0,018050167
M5	14.100	30,51522	0,038286958
M6	21.908	29,34689	0,001201865
M7	**24.214**	**29,31162**	**0,000958289**
M8	26.950	29,33970	---

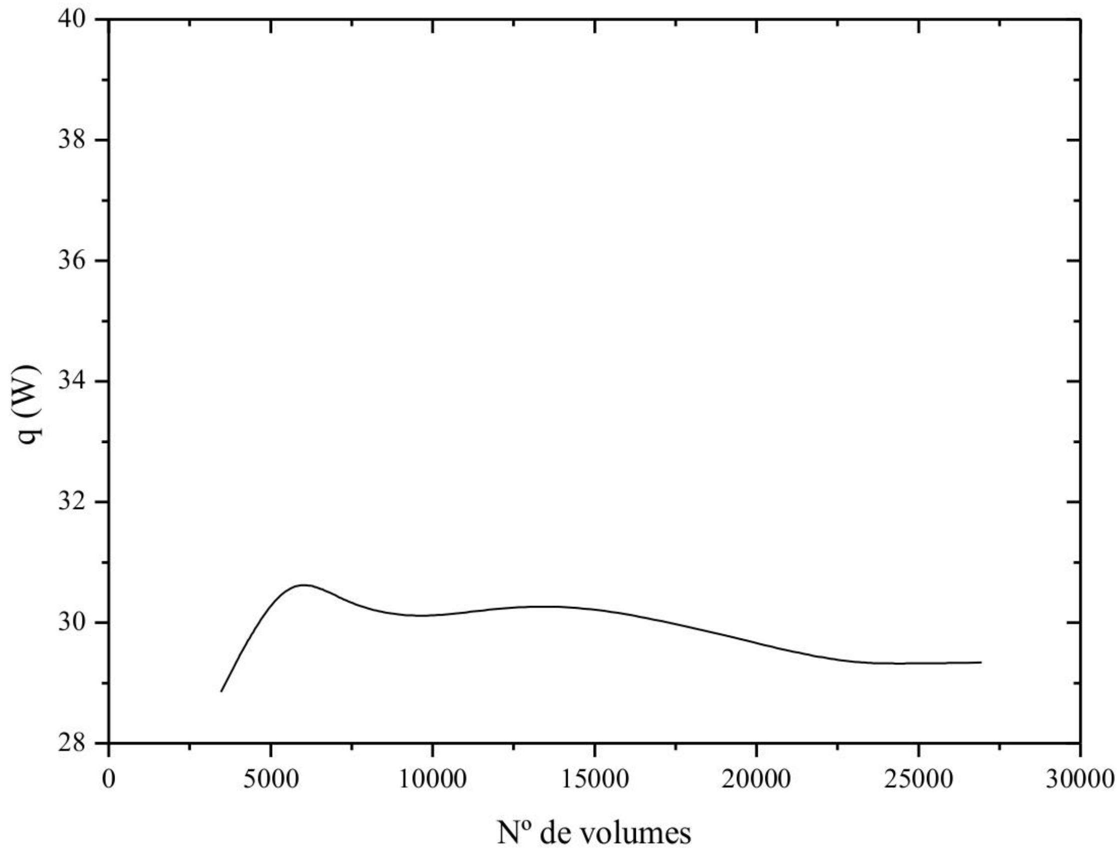


Figura 4.4 – Teste de independência de malha

4.3. Verificação do Modelo Numérico

Antes da realização das simulações propostas foi feita uma verificação do modelo numérico empregado neste trabalho. Esta verificação teve duas etapas: primeiramente foram comparados os resultados da taxa de transferência de calor de um problema simulado no FLUENT® com os resultados obtidos do mesmo problema em um trabalho realizado por Sahu et al. (2009). Depois, foi feita uma comparação entre os resultados obtidos para a diferença de pressão em um problema de escoamento interno, laminar e incompressível em um canal simulado no FLUENT® com o resultado de uma solução analítica proposta por Fox et al. (2009) para este problema.

4.3.1. Verificação Térmica do Modelo Numérico

Para a verificação térmica, fez-se necessária a comparação de um caso simulado no programa FLUENT® com resultados obtidos por outros trabalhos. Foi simulado o caso de um escoamento ao redor de um obstáculo quadrado em regime permanente, com convecção forçada no regime laminar, para os números de Prandtl Pr = 1, 10, 20, 30 e 50 e número de Reynolds Re = 60.

O domínio computacional pode ser visto na Fig. 4.5, assim como as condições de contorno do problema. Foram aplicadas condições de contorno de simetria nos limites superior e inferior do domínio. O fluido entra à esquerda do domínio com uma velocidade u_∞ = 3 m/s. O cilindro se encontra a uma temperatura T_w = 301 K enquanto que o fluido que entra no domínio tem uma temperatura T_∞ = 300 K. O cilindro quadrado tem lado igual a B = 1,0 m, a dimensão L_u = 8,5 m, L_d = 16,5 m e H = 20 m. Para a obtenção dos resultados, foi feito um teste de independência de malha, que resultou em uma malha com 501.402 volumes como a ideal. Cada uma das 5 simulações realizadas demorou aproximadamente 3 h 30 min.

Os resultados obtidos para o número de Nusselt local na metade de cima do obstáculo foram comparados com os obtidos nas simulações realizadas por Sahu et al. (2009) e podem ser vistos graficamente nas Figs. 4.6, 4.7 e 4.8, 4.9 e 4.10 para os casos com número de Prandtl de Pr = 1, 10, 20, 30 e 50, respectivamente.

É possível observar que os resultados obtidos estão de acordo com o trabalho de Sahu et al. (2009), sendo verificado um desvio máximo de 3,78% no número de Nusselt médio no cilindro, conforme mostra a Tabela 4.3 (os resultados para o número de Nusselt médio no cilindro para Pr = 50 não foram apresentados no trabalho da literatura). Portanto os resultados obtidos neste trabalho estão de acordo com a literatura atual para um problema de escoamento externo com transferência de calor por convecção no regime laminar, verificando o modelo numérico proposto.

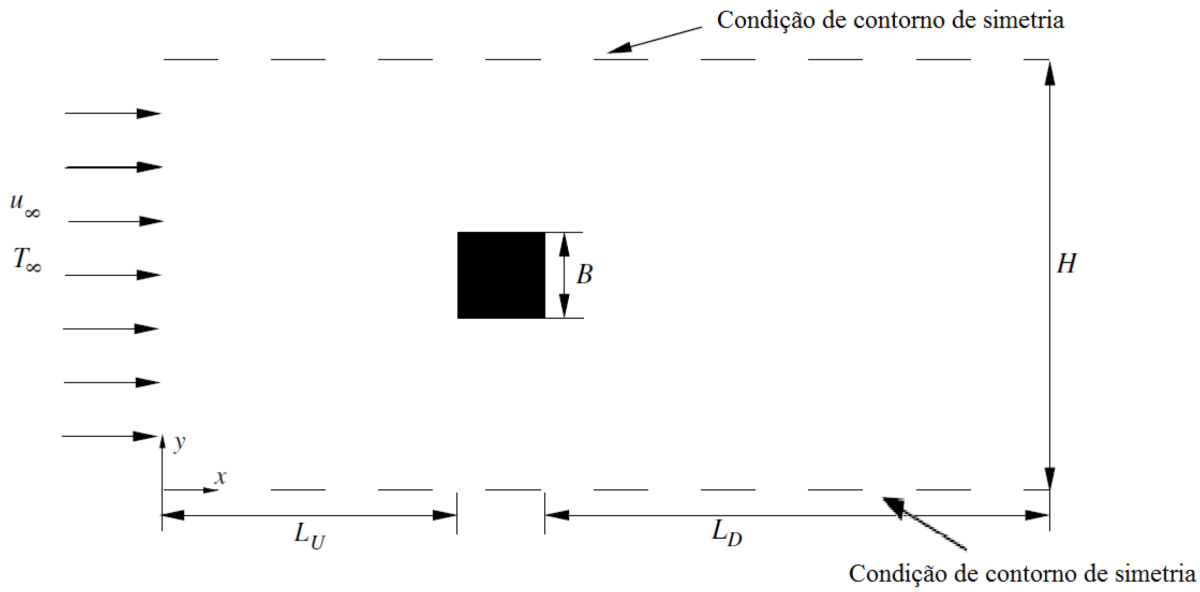


Figura 4.5 – Domínio Computacional do caso verificado (fora de escala). Adaptado de Sahu et al. (2009).

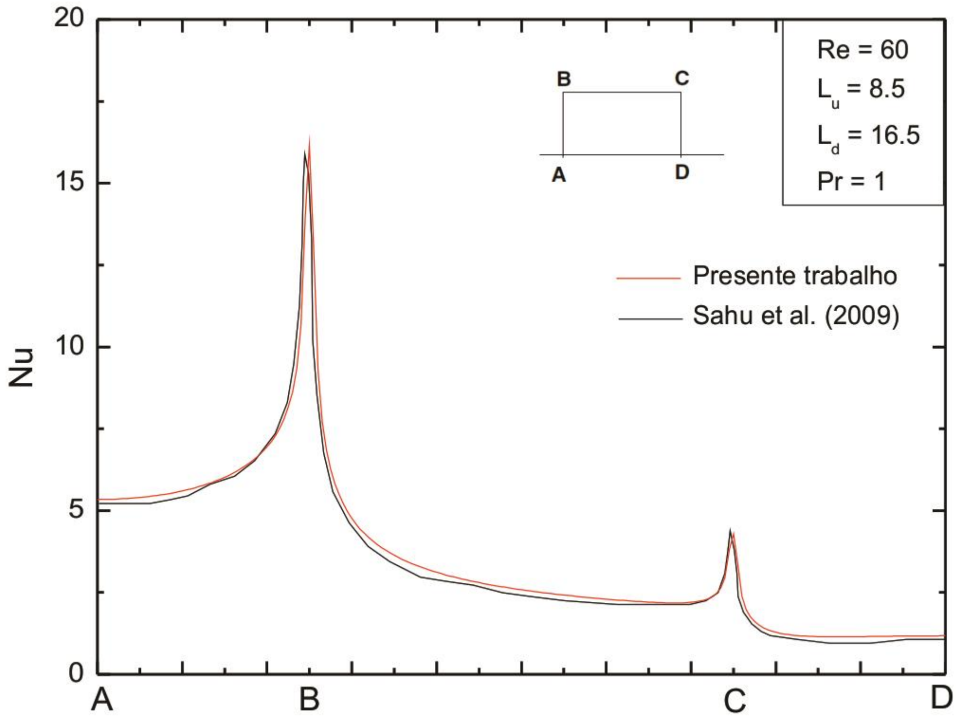


Figura 4.6 – Número de Nusselt local na metade de cima do obstáculo (trecho A-B-C-D) obtido no presente trabalho e no de Sahu et al. (2009) para Pr = 1 e Re_B = 60.

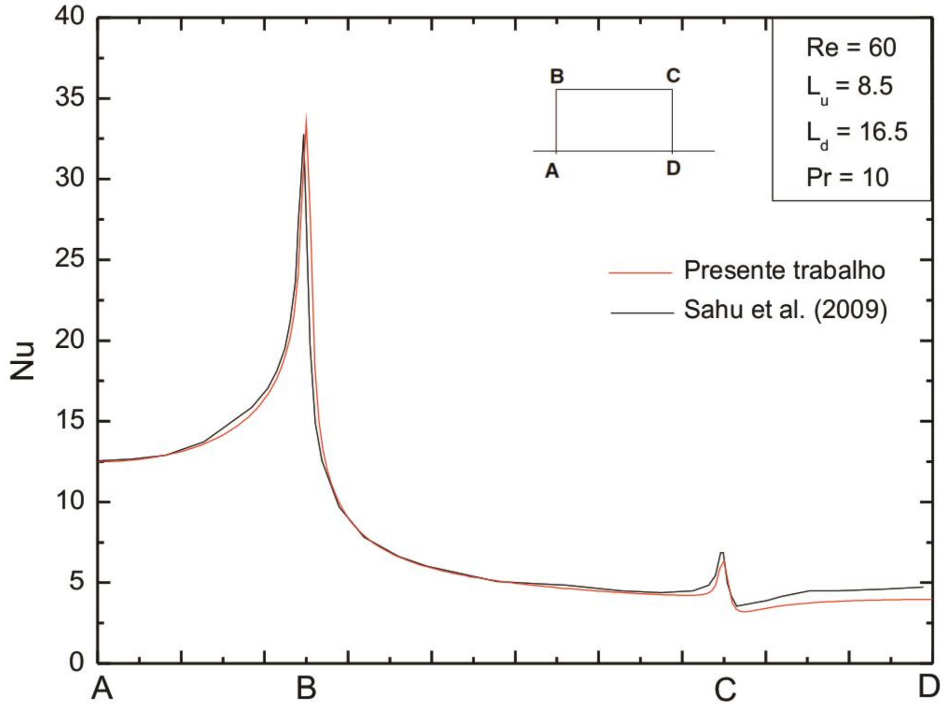


Figura 4.7 – Número de Nusselt local na metade de cima do obstáculo (trecho A-B-C-D) obtido no presente trabalho e no de Sahu et al. (2009) para Pr = 10 e Re_B = 60.

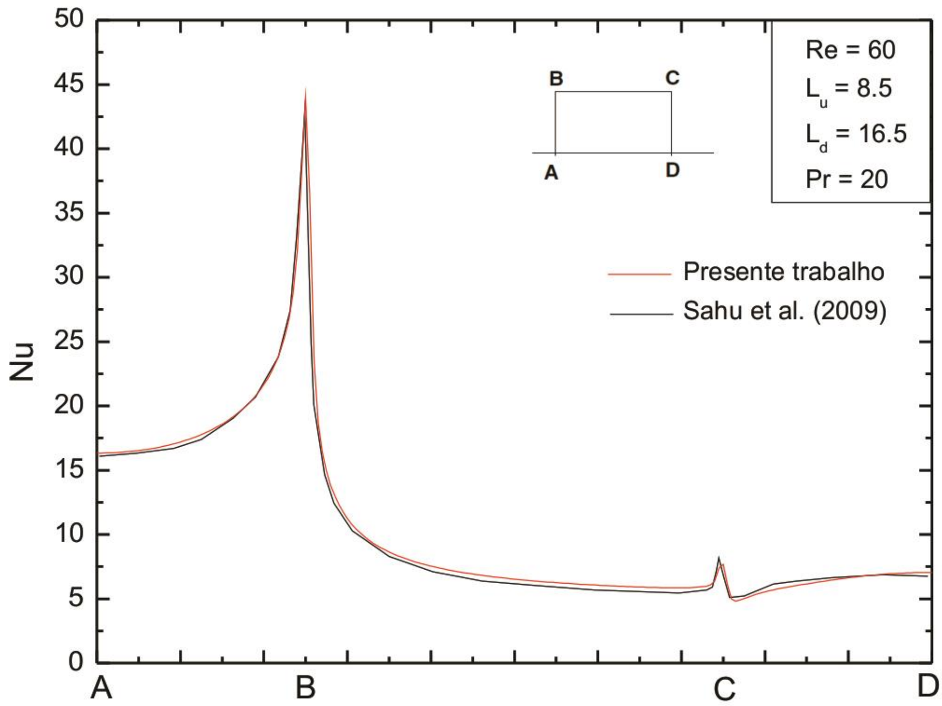


Figura 4.8 – Número de Nusselt local na metade de cima do obstáculo (trecho A-B-C-D) obtido no presente trabalho e no de Sahu et al. (2009) para Pr = 20 e Re_B = 60.

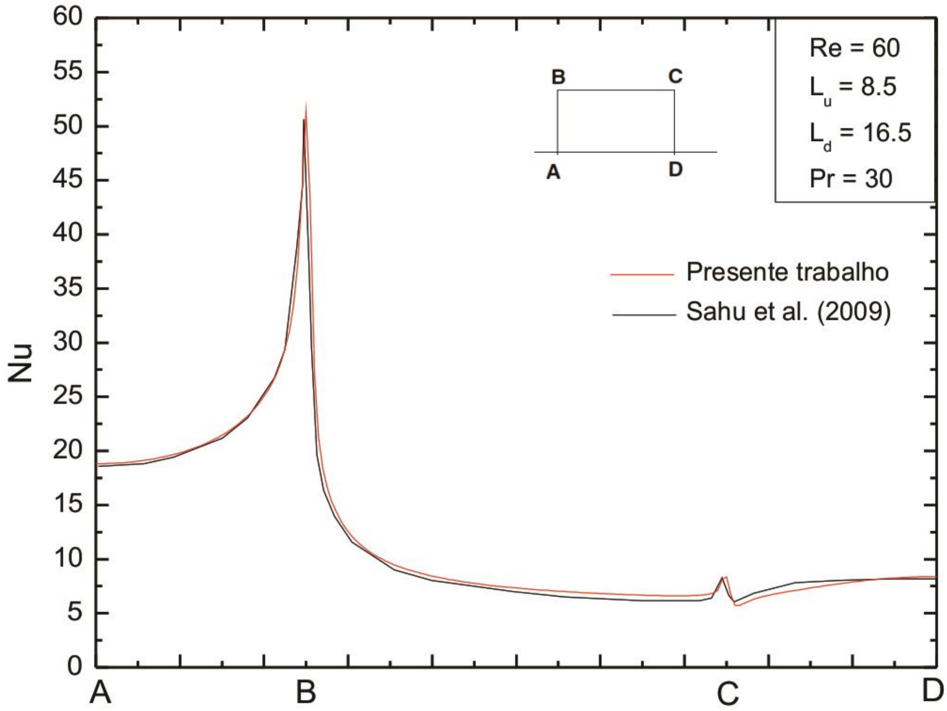


Figura 4.9 – Número de Nusselt local na metade de cima do obstáculo (trecho A-B-C-D) obtido no presente trabalho e no de Sahu et al. (2009) para Pr = 30 e Re_B = 60.

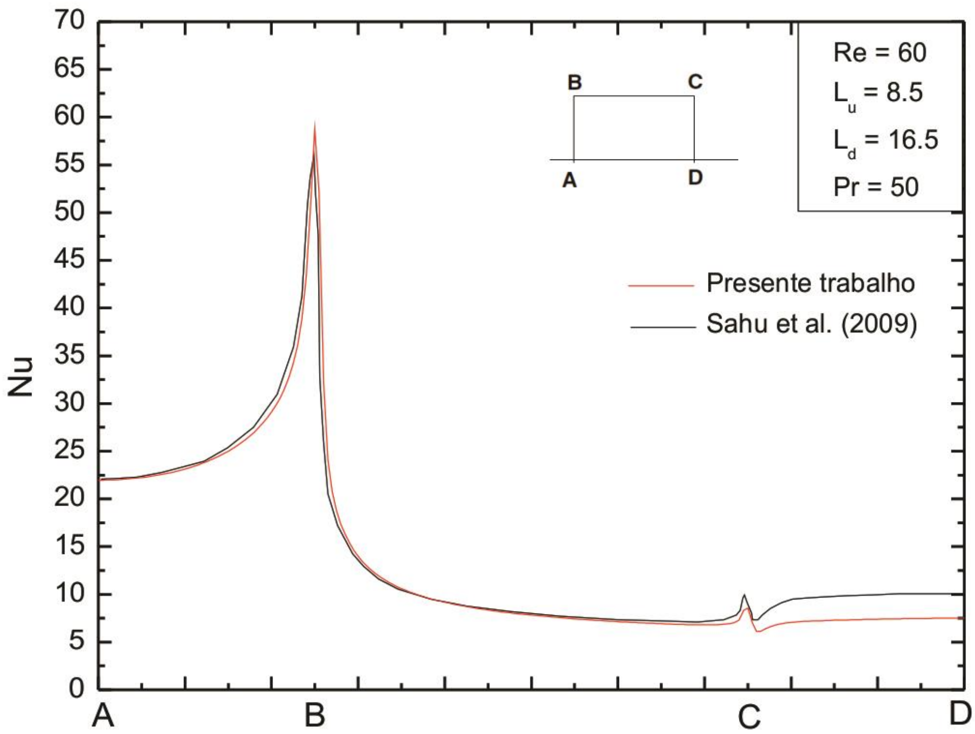


Figura 4.10 – Número de Nusselt local na metade de cima do obstáculo (trecho A-B-C-D) obtido no presente trabalho e no de Sahu et al. (2009) para Pr = 50 e Re_B = 60.

Tabela 4.3. Comparação entre os resultados obtidos neste trabalho e em Sahu et al. (2009).

	Número de Nusselt médio para toda a face do cilindro		
Pr	Presente trabalho	Sahu et al.	Diferença Rel. (%)
1	3,5719	3,63	1,60
10	7,8131	8,12	3,78
20	10,5483	10,40	1,43
30	12,1184	11,96	1,32

4.3.2. Verificação Fluidodinâmica do Modelo Numérico

Para a verificação fluidodinâmica, o resultado obtido para a diferença de pressão em um canal num problema simulado no FLUENT® foi comparado ao resultado de uma solução analítica proposta por Fox et al. (2009) para um problema idêntico.

O problema consiste em um escoamento interno, laminar, incompressível, completamente desenvolvido entre placas planas horizontais, paralelas e infinitas. As placas estão separadas pela distância *a*, como mostra a Fig. 4.11. As placas são consideradas infinitas na direção *z*, sem alteração das propriedades do fluido nesta direção. O escoamento é considerado permanente e incompressível. Como resultado da condição de não deslizamento nas paredes, a componente *x* da velocidade é zero nas placas superior e inferior.

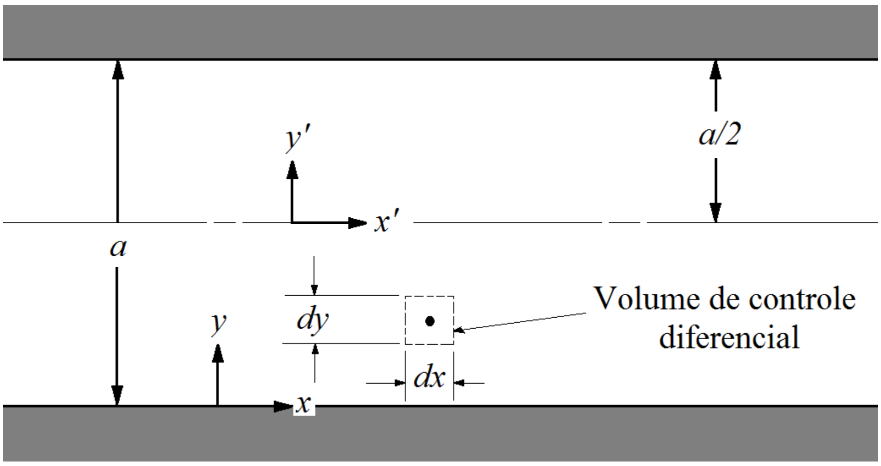


Figura 4.11 – Canal de placas paralelas considerado para a verificação fluidodinâmica. Fox et al. (2009). Adaptado.

Neste problema, conforme Fox et al. (2009), a vazão volumétrica por unidade de profundidade na direção *z* pode ser escrita como:

$$\frac{Q}{l} = -\frac{1}{12\mu}\left[\frac{-\Delta P}{L_0}\right]a^3 = \frac{a^3\Delta P}{12\mu L_0} \tag{4.2}$$

onde Q é a vazão volumétrica (m³/s), l é a profundidade do canal na direção z (m), L_0 é a distância entre dois pontos do canal (m), ΔP é a diferença de pressão entre os dois pontos do canal dados por L_0 (Pa), μ é a viscosidade dinâmica do fluido (N.s/m²) e a é a distância entre as placas do canal de placas paralelas infinitas (m).

Assim, ΔP pode ser expressa por:

$$\Delta P = \frac{Q}{l}.\frac{12\mu L_0}{a^3} \tag{4.3}$$

A partir deste problema proposto por Fox et al. (2009), foi simulado um caso no software FLUENT® considerando um canal de placas paralelas, igual à Fig. 4.11, em regime permanente, com comprimento total igual 1200 mm. Um teste de independência de malha foi feito para este caso e foi verificado que uma malha com 60.768 volumes triangulares atendia satisfatoriamente o critério da Eq. (4.1) considerando a diferença de pressão entre a entrada e a saída do canal como valor de referência. Foram considerados os mesmos procedimentos numéricos utilizados da seção 4.1, devidamente adaptados para este caso. As únicas diferenças entre este caso simulado e o proposto na seção 3.1 é a ausência das aletas aquecidas e comprimento do canal, de 800 mm para 1200 mm. Neste caso o fluido se encontrava na mesma temperatura das paredes, portanto não há troca térmica.

O fluido considerado foi o ar, $\mu = 1{,}79\times10^{-5}$, a velocidade de entrada do fluido no canal de 0,02921 m/s, o que corresponde a uma vazão de Q = 0,0014605 m³/s, uma profundidade na direção z de l = 1 m e uma distância entre as placas de a = 0,05 m. Foi considerado um comprimento L_0 = 800 mm, entre os pontos do canal x_1 = 200 mm e x_2 = 1000 mm, pois é necessário que o escoamento percorra uma determinada distância dentro do canal até o seu perfil de velocidade se tornar completamente desenvolvido. Foi observado pelos campos de velocidade e pressão obtidos na simulação que no ponto x_1 = 200 mm o escoamento já se encontrava neste estado.

Foram obtidos os seguintes resultados para a pressão total nos pontos x_1 e x_2 e para a respectiva diferença de pressão entre estes pontos no canal simulado:

P_{x1} = 0,001127295 Pa

P_{x2} = 0,003141877 Pa

$|\Delta P|$ = 0,002014582 Pa

A partir da Eq. (4.3) dada por Fox et al. (2009), também é possível obter um valor para a diferença de pressão entre os pontos x_1 e x_2, de comprimento L_0, no canal:

$$\Delta P = \frac{Q}{l} . \frac{12\mu L_0}{a^3} = \frac{0{,}0014605}{1} . \frac{12.1{,}79.10^{-5}.0{,}8}{0{,}05^3}$$

ΔP = 0,002006657 Pa

Assim, para o problema analisado, observa-se uma diferença de 0,39 % entre os resultados da equação de Fox et al. (2009) e da simulação realizada no presente trabalho.

Concluiu-se que o modelo numérico proposto pelo presente trabalho foi devidamente verificado e está de acordo com as referências citadas tanto para a resolução de um problema de transferência de calor como para um problema fluidodinâmico.

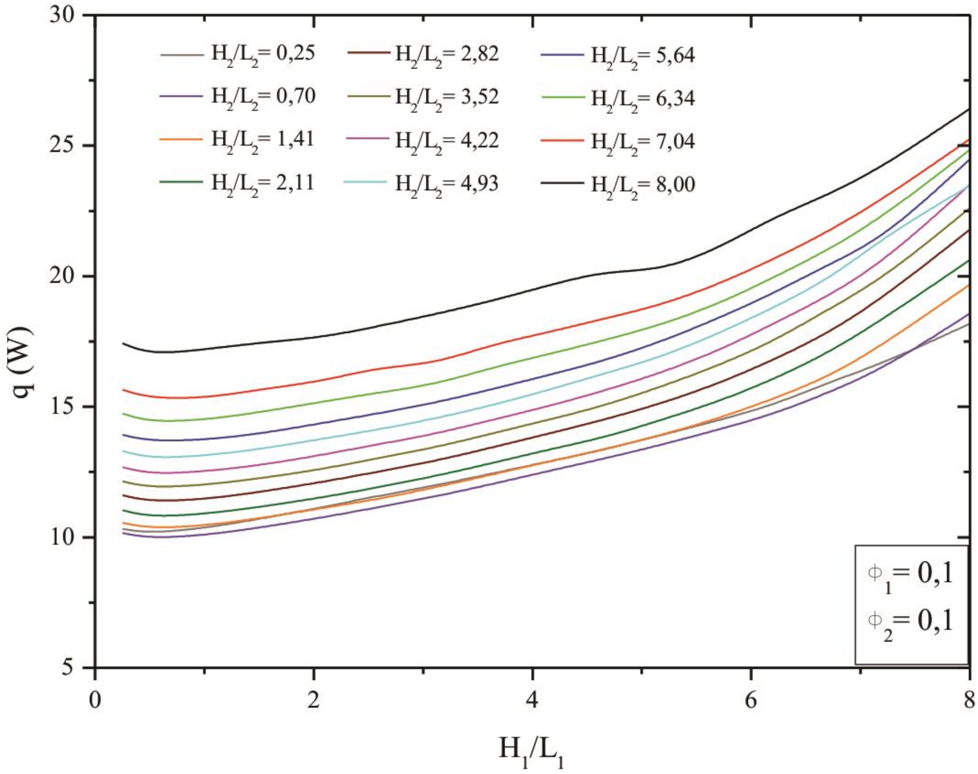
5. RESULTADOS

Os resultados serão apresentados separadamente em três seções: na primeira a avaliação geométrica será realizada considerando-se unicamente o objetivo térmico: a maximização da taxa de transferência de calor (q). Na segunda parte será feita a análise considerando-se unicamente o objetivo fluidodinâmico: a redução da diferença de pressão entre a entrada e a saída do canal (ΔP). Por fim na terceira parte a avaliação geométrica levará em consideração o multiobjetivo proposto e buscará encontrar as geometrias ótimas multi-objetivo para cada ϕ_1 assim como a geometria ótima multi-objetivo dentre todas as simulações realizadas neste trabalho.

5.1. Resultados do Problema Térmico

Como definido na seção 3.2, a avaliação geométrica do canal com o Design Construtal foi realizada associada ao mecanismo de busca exaustiva; o processo foi dividido em 4 passos, conforme a Fig. 3.2. A análise térmica começa pela observação dos dois primeiros passos. No primeiro passo altera-se apenas a razão H_1/L_1 mantendo-se as outras variáveis constantes. No segundo passo a razão H_1/L_1 também é variada mas agora repete-se este primeiro passo alterando-se também a razão H_2/L_2 enquanto mantem-se fixos ϕ_1 e ϕ_2. Para demonstrar a análise do segundo passo, toma-se como exemplo os resultados obtidos para ϕ_1 = 0,1 e ϕ_2 = 0,1. A Figura 5.1 ilustra estes resultados. É possível notar que o comportamento da taxa de transferência de calor teve resultados adequados para o fenômeno em estudo, mantendo praticamente durante toda a faixa de H_1/L_1 e H_2/L_2 estudadas uma tendência de aumento com o aumento destas razões, sendo observado um aumento ligeiramente mais acentuado para os maiores valores destas razões. Isto se deve ao fato de uma maior inserção das aletas no canal (maiores alturas H_1 e H_2) provocar uma interação mais intensa entre estas e o fluido, causando uma maior troca térmica, o que pode ser visto na Fig. 5.2 com os campos de temperatura para algumas destas geometrias. Uma exceção a este fato ocorreu para os valores mais baixos de H_1/L_1, entre 0,25 e 0,5, onde a taxa de transferência de calor sofre uma pequena queda no seu valor para todos os valores de H_2/L_2. Outro fato que também pode ser visto foi uma alternância entre os dois menores valores de H_2/L_2 (H_2/L_2 = 0,25 e 0,70) em quase toda a faixa de H_1/L_1 avaliada. Para as maiores razões de H_1/L_1 observa-se o mesmo comportamento obtido para as outras razões de H_2/L_2, ou seja, taxa de transferência de calor maior para a maior razão de H_2/L_2. O comportamento geral da taxa de transferência de calor com H_1/L_1 e H_2/L_2, bem como os pequenos desvios citados observados para este exemplo, ϕ_1 = 0,1 e ϕ_2 = 0,1, foram também encontrados em todos os outros valores de ϕ_1 e ϕ_2 estudados, não havendo diferenças significativas.

A partir destes resultados mostrados na Fig. 5.1, obtém-se para cada razão de H_2/L_2, os valores da taxa de transferência de calor uma vez maximizada $(q)_{1,max}$ e as geometrias de H_1/L_1 uma vez termicamente otimizadas, $(H_1/L_1)_{o,T}$. Este valores são mostrados na Fig. 5.3. Os valores de $(H_1/L_1)_{o,T}$ mantiveram-se constantes como os maiores valores possíveis, ou seja, as maiores alturas possíveis para a aleta 1, conforme esperado. Enquanto isso, $(q)_{1,max}$ manteve uma tendência quase linear de aumento, com um pequeno desvio observado entre 50% e 70% da altura máxima da aleta 2. A Figura 5.4 mostra os campos de temperaturas para as geometrias ótimas de H_1/L_1 para o menor e o maior valor de H_2/L_2. Pela escala de cores é possível notar que para o segundo caso o fluido consegue absorver uma maior quantidade de calor ao passar pelas duas aletas devido à superfície de troca térmica ser maior e também pela segunda aleta provocar um deslocamento maior ao escoamento, proporcionando assim um sistema mais eficiente termicamente. Cabe destacar que, no caso da imposição de uma diferença de pressão no canal o aumento das alturas das aletas não conduzem necessariamente a uma melhora no desempenho térmico, um exemplo desse comportamento pode ser visto em Feijó et al. (2016).



Efeito de H_1/L_1 sobre a taxa de transferência de calor (q) para diferentes razões de H_2/L_2

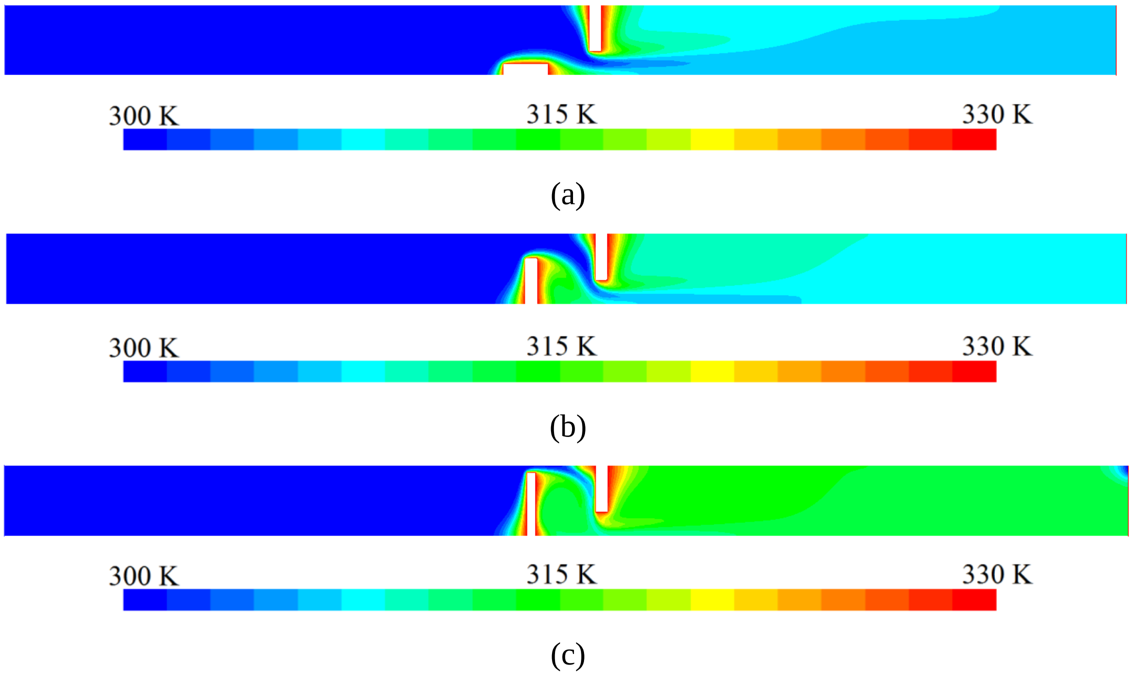


Figura 5.2 – Campo de temperaturas (K) para as geometrias: a) H_1/L_1 = 0,25 e H_2/L_2 = 4,22, b) H_1/L_1 = 4,13 e H_2/L_2 = 4,22, c) H_1/L_1 = 8,0 e H_2/L_2 = 4,22.

No terceiro passo, repete-se o que foi feito nos dois passos anteriores, a variação de H_1/L_1 e H_2/L_2, agora alterando também ϕ_2. Neste estudo ϕ_2 foi variado em quatro valores: 0,05, 0,10, 0,15 e 0,20. Da mesma forma que no passo anterior, como forma de demonstração toma-se como exemplo ϕ_1 = 0,1, o mesmo valor escolhido anteriormente. A Figura 5.5 mostra o efeito de H_2/L_2 sobre a taxa de transferência de calor uma vez maximizada $(q)_{1,max}$ para os quatro valores de ϕ_2 em estudo. Pode ser observado o mesmo comportamento citado no passo anterior de desvio de $(q)_{1,max}$ para os valores entre 50% e 70% da altura máxima da aleta 2, porém de uma forma mais acentuada para ϕ_2 = 0,2. Além disso é possível observar uma queda de $(q)_{1,max}$ entre H_2/L_2 = 0,25 e 2, apenas para ϕ_2 = 0,05, assim como foi observado para H_1/L_1 na Fig. 5.1. Com estes resultados determina-se a taxa de transferência de calor duas vezes maximizada $(q)_{2,max}$. A Figura 5.6 mostra o efeito de ϕ_2 sobre $(q)_{2,max}$. É possível observar que com o aumento de ϕ_2 temos o aumento quase linear de $(q)_{2,max}$, porém nota-se também que este aumento de (q) provocado por ϕ_2 ocorre em menor magnitude do que o provocado por H_1/L_1 e H_2/L_2. O valor máximo de $(q)_{2,max}$ corresponde à geometria de $(H_1/L_1)_{ooo,T}$, $(H_2/L_2)_{oo,T}$ e $(\phi_2)_{o,T}$ e é chamado de $(q)_{3,max}$.

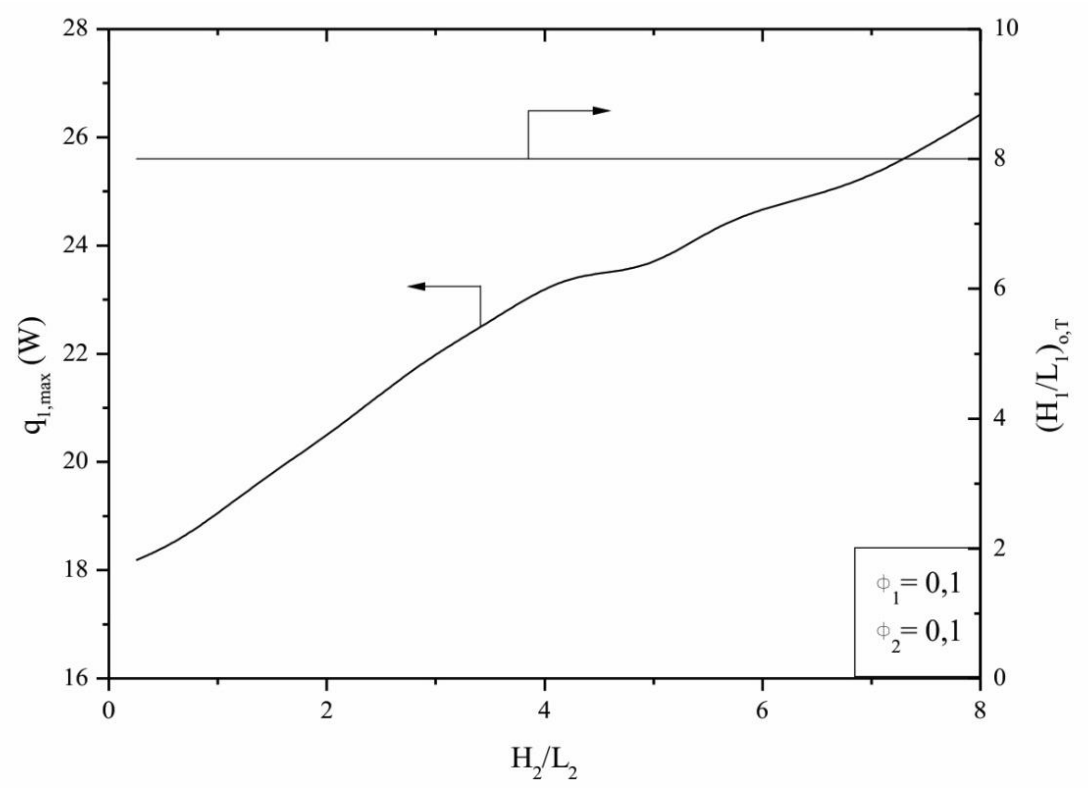


Figura 5.3 – Efeito de H_2/L_2 sobre a taxa de transferência de calor uma vez maximizada $(q)_{1,max}$ e sobre $(H_1/L_1)_{o,T}$.

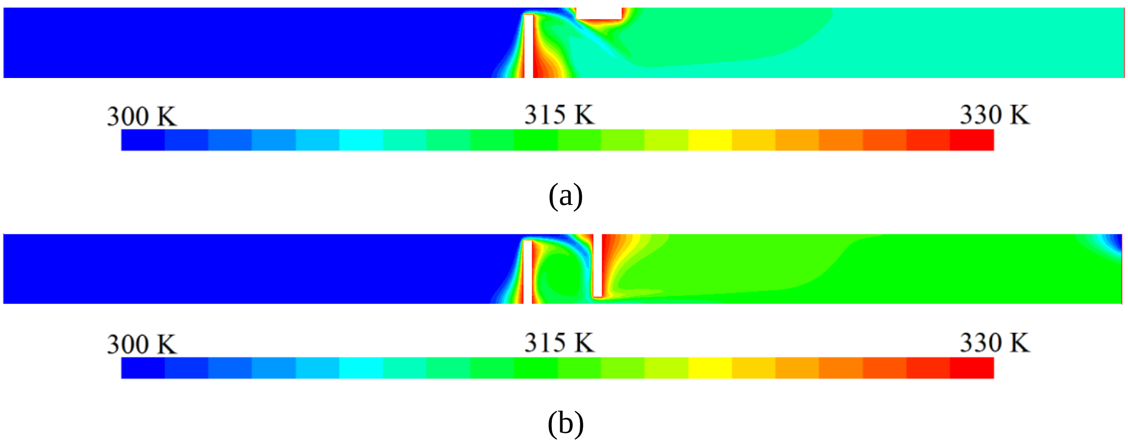


Figura 5.4 – Campo de temperaturas (K) para as geometrias: a) H_1/L_1 = 8,0 e H_2/L_2 = 0,25, b) $(H_1/L_1)_{o,T}$ = 8,0 e $(H_2/L_2)_{2o,T}$ = 8,0.

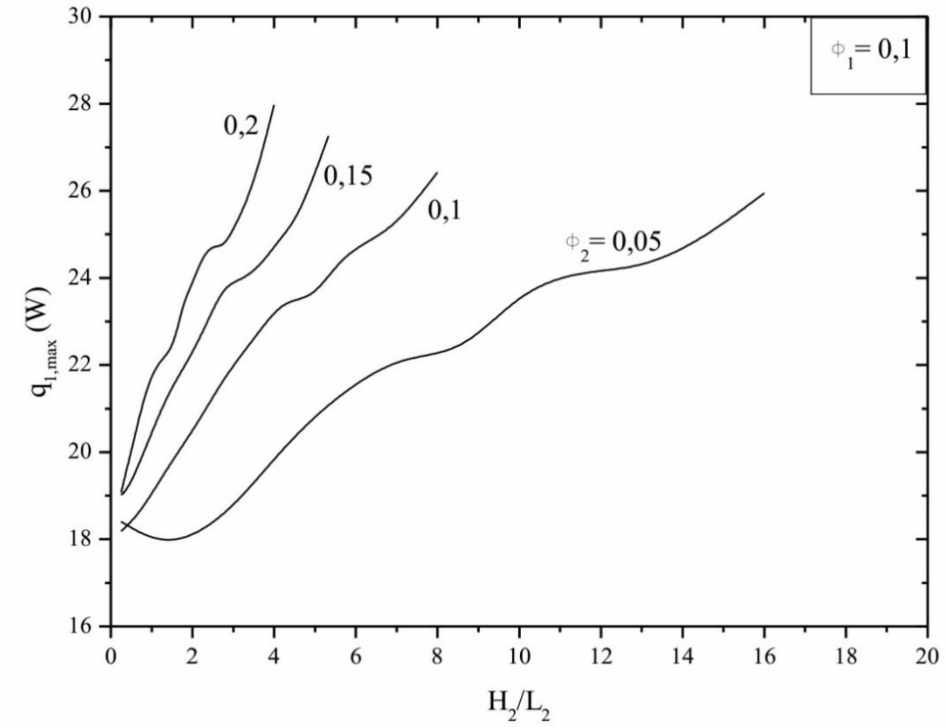


Figura 5.5 – Efeito de H_2/L_2 sobre a taxa de transferência de calor uma vez maximizada $(q)_{1,max}$ para diferentes valores de ϕ_2.

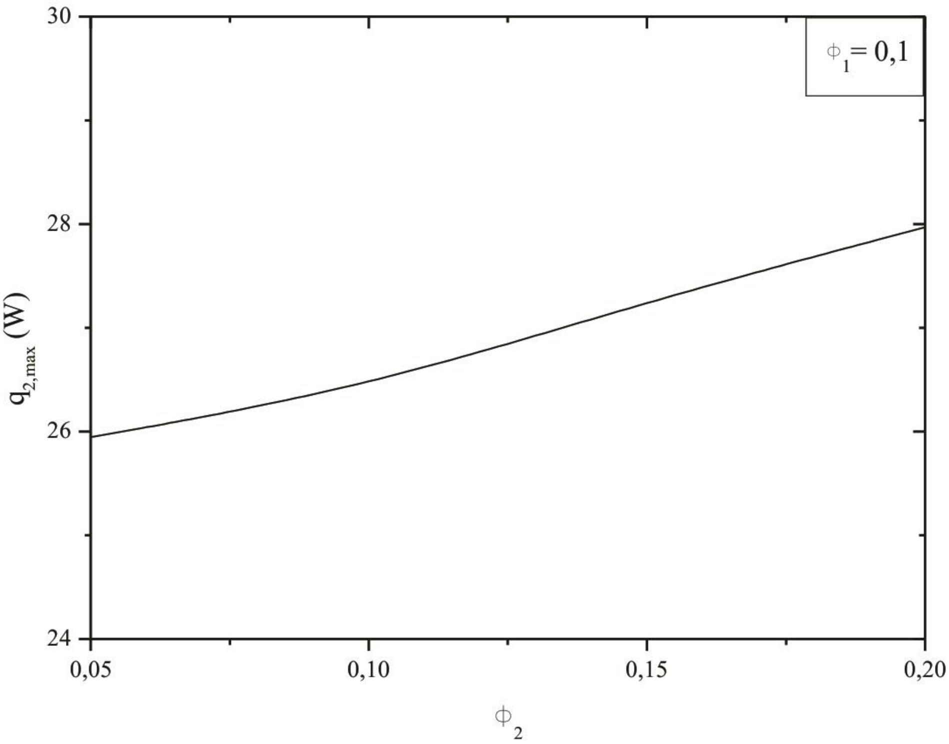


Figura 5.6 – Efeito de ϕ_2 sobre a taxa de transferência de calor duas vezes maximizada $(q)_{2,max}$.

No último passo, o quarto, repete-se o terceiro passo para cada um dos quatro valores de ϕ_1 em estudo. A Figura 5.7 mostra a variação da taxa de transferência de calor duas vezes maximizada $(q)_{2,max}$ com ϕ_2, para os quatro valores de ϕ_1 (0,05, 0,1, 0,15 e 0,2). É possível observar que houve um comportamento de $(q)_{2,max}$ semelhante entre os quatro valores de ϕ_1, quase linear. A partir destes resultados obtém-se a taxa de transferência de calor três vezes maximizada $(q)_{3,max}$. Na Figura 5.8 pode-se observar o efeito de ϕ_1 sobre $(q)_{3,max}$, que manteve o comportamento esperado de aumento com o aumento de ϕ_1.

A Figura 5.9 mostra o efeito de ϕ_1 sobre $(\phi_2)_{o,T}$, $(H_2/L_2)_{oo,T}$ e $(H_1/L_1)_{ooo,T}$. Para todos os ϕ_1 estudados, estes valores foram os máximos dentre as geometrias estudadas, observando-se que as melhores geometrias para o problema térmico são as em que as aletas tem maior inserção no canal (maior altura e área). A Figura 5.10 mostra os campos de temperaturas para as geometrias ótimas para os quatro valores de ϕ_1.

Finalmente, o valor máximo de $(q)_{3,max}$ encontrado é considerado como a taxa de transferência de calor quatro vezes maximizada $(q)_{4,max}$, igual à 29,31 W, que é a maior taxa de transferência de calor encontrada entre todas as simulações realizadas neste estudo. Este valor $(q)_{4,max}$ corresponde à geometria ótima térmica, que possui um $(H_1/L_1)_{oooo,T}$, $(H_2/L_2)_{ooo,T.}$, $(\phi_2)_{oo,T}$, e $(\phi_1)_{o,T}$. Neste caso temos $(H_1/L_1)_{oooo,T} = 4$, $(H_2/L_2)_{ooo,T} = 4$, $(\phi_2)_{oo,T} = 0,2$ e $(\phi_1)_{o,T} = 0,2$.

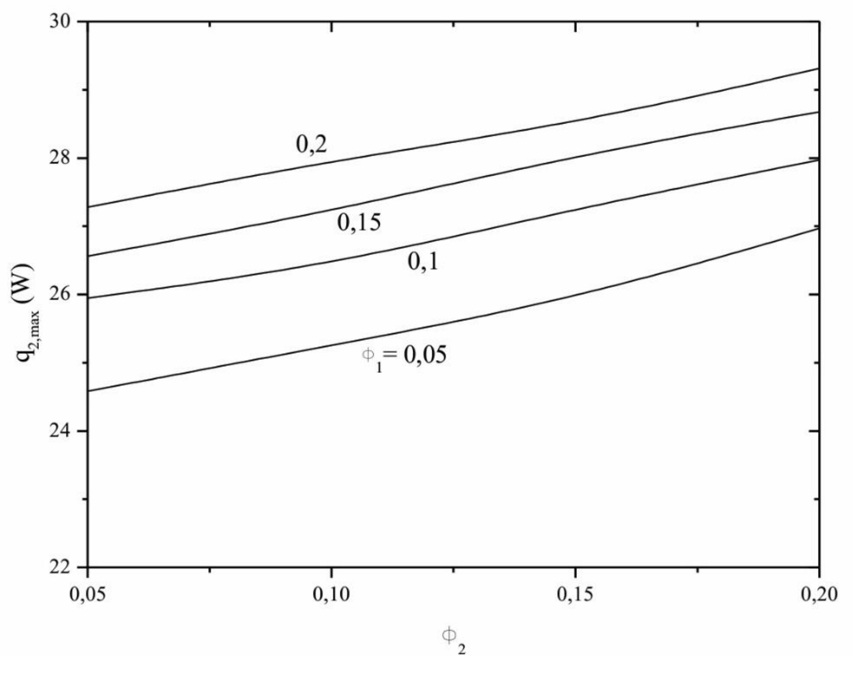


Figura 5.7 – Efeito de ϕ_2 sobre a taxa de transferência de calor duas vezes maximizada $(q)_{2,max}$ para diferentes valores de ϕ_1.

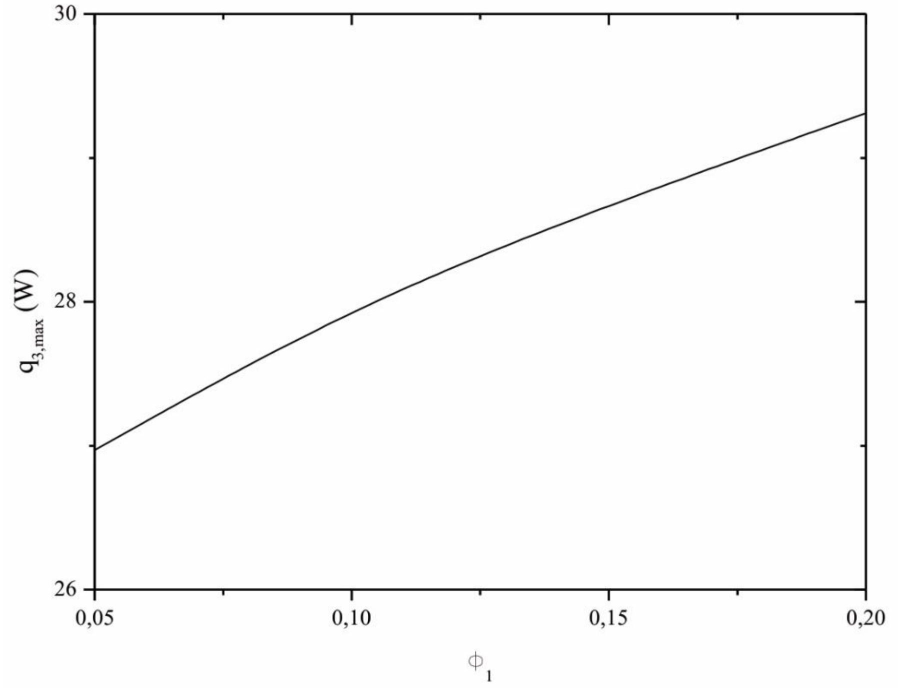


Figura 5.8 – Efeito de ϕ_1 sobre a taxa de transferência de calor três vezes maximizada $(q)_{3,max}$.

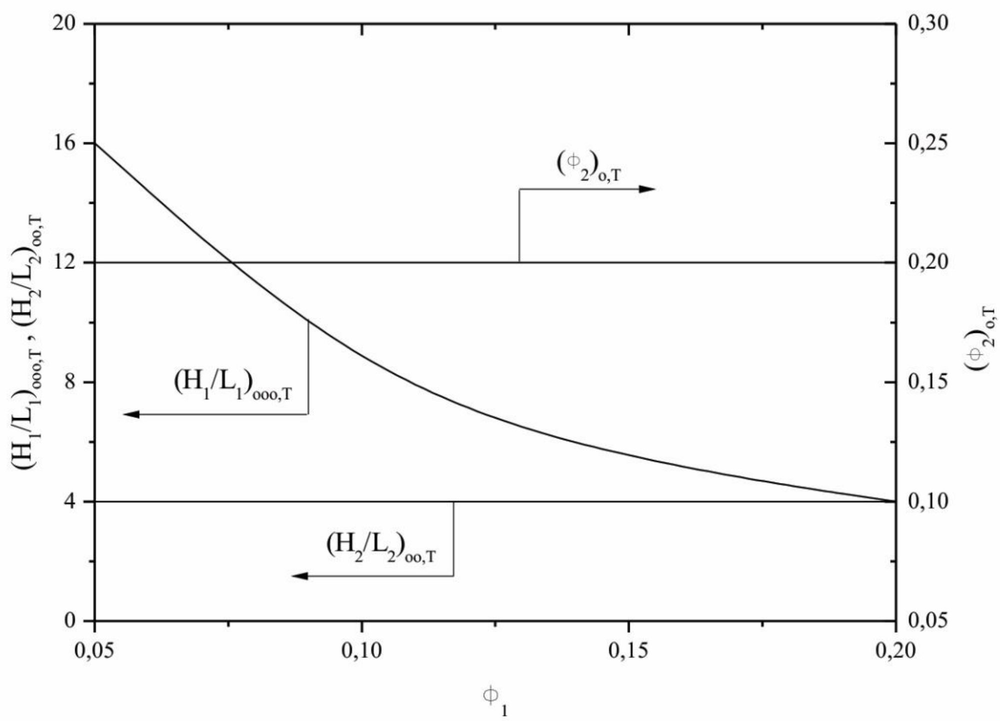


Figura 5.9 – Efeito de ϕ_1 sobre $(\phi_2)_{o,T}$ e sobre $(H_1/L_1)_{ooo,T}$ e $(h2/2)_{oo,T}$.

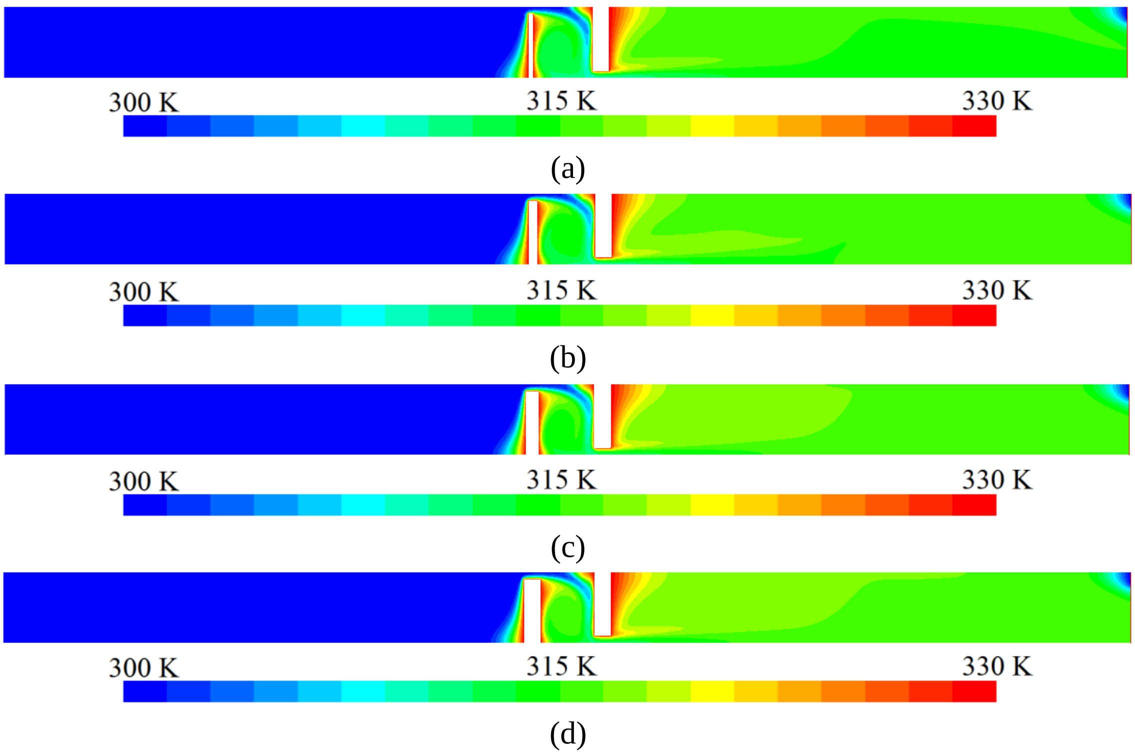


Figura 5.10 – Campos de temperatura (K) para as geometrias ótimas térmicas de: a) ϕ_1 = 0,05, b) ϕ_1 = 0,1, c) ϕ_1 = 0,15 e d) ϕ_1 = 0,2.

5.2. Resultados do Problema Fluidodinâmico

A análise fluidodinâmica ocorre de maneira análoga à análise térmica, sendo seguidas as mesmas etapas, porém desta vez busca-se minimizar a diferença de pressão entre a entrada e a saída do canal (ΔP) ao invés de maximizar a taxa de transferência de calor. Começa-se analisando o segundo passo. Como na seção anterior, para demonstrar a análise deste passo, toma-se como exemplo os resultados obtidos para ϕ_1= 0,1 e ϕ_2 = 0,1. A Figura 5.11 mostra os resultados obtidos para ΔP para diferentes razões de H_1/L_1 e H_2/L_2. É possível observar que todas as curvas de H_2/L_2 seguem uma tendência similar. Quanto menor os valores para as razões melhor fluidodinamicamente é o sistema. Mantendo-se H_2/L_2 fixo, é possível aumentar a razão H_1/L_1 até mais ou menos metade de seu valor máximo sem que haja uma grande perda de desempenho. Valores acima deste apresentam uma rápida queda no desempenho como pode ser visto na Fig. 5.11. Menores razões de H_1/L_1 e H_2/L_2 proporcionam uma melhor capacidade do fluido escoar pelo canal, o que resulta em uma menor diferença de pressão ΔP. Também é possível notar na Fig. 5.11 uma instabilidade para a curva de H_2/L_2 = 8,0. Após uma avaliação dos campos de velocidade, pressão e temperatura para esta curva não foi possível identificar nenhum fato significativo que justificasse tal ocorrência. Ressalta-se porém que esta curva de H_2/L_2 corresponde à curva com pior desempenho fluidodinâmico, portanto não afeta a determinação das geometrias ótimas para o problema fluidodinâmico. Esta ocorrência também foi observada para outros valores de ϕ_1 e ϕ_2, com intensidade igual ou em alguns casos até menor a esta. Com relação ao comportamento geral de ΔP com H_1/L_1 e H_2/L_2, assim como na análise térmica nesta também foi observado que em todos os outros valores de ϕ_1 e ϕ_2 não houveram diferenças significativas aos mostrados neste exemplo. A Figura 5.12 mostra os campos de pressão e velocidade para alguns casos de ϕ_1 = 0,1 e ϕ_2 = 0,1. Assim como na análise térmica, a analise fluidodinâmica dos resultados obtidos apresenta-se de acordo com o fenômeno ocorrido para este tipo de problema. Vale destacar que para a maior razão de H_2/L_2 há um aumento da magnitude do campo de velocidades no entorno das aletas. Contudo, o aumento não parece significativo a ponto de conduzir o escoamento a sofrer transição do regime laminar para o regime turbulento, o que poderia conduzir as flutuações observadas para a curva de H_2/L_2 = 8,0 na Fig. 5.11.

A partir destes resultados mostrados na Fig. 5.11, obtemos, para cada razão de H_2/L_2, os valores da diferença de pressões uma vez minimizada $(\Delta P)_{1,min}$ e as geometrias de H_1/L_1 uma vez fluidodinamicamente otimizada, $(H_1/L_1)_{o,F}$, o que é mostrado na Fig. 5.13. Não foram observados oscilações ou desvios em relação a estes valores. A Figura 5.14 mostra algumas dessas geometrias ótimas $(H_1/L_1)_{o,F}$.

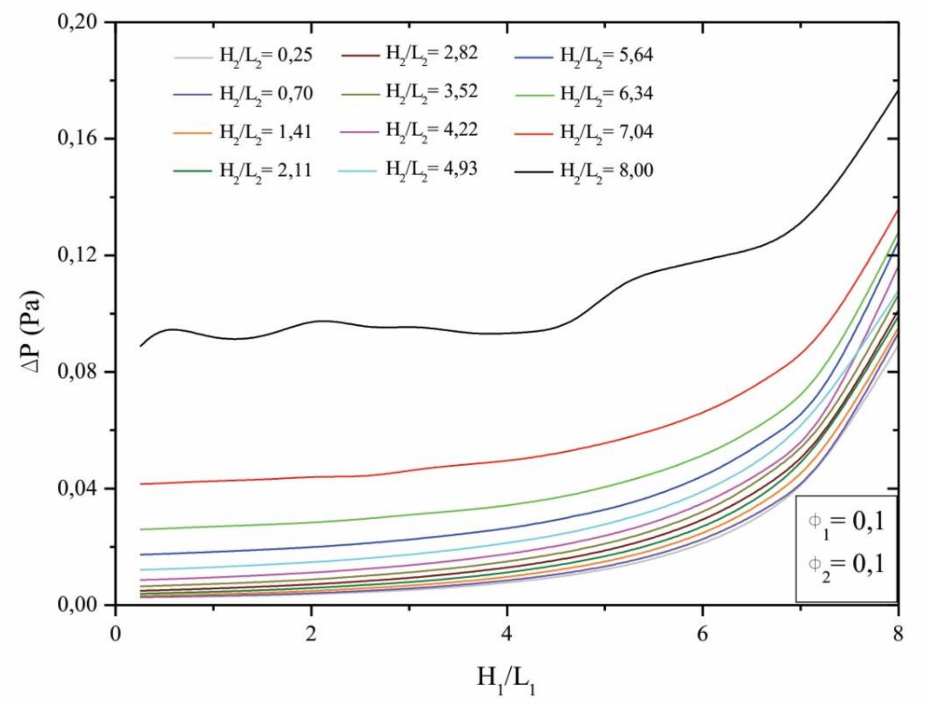


Figura 5.11 – Efeito de H_1/L_1 sobre a diferença de pressões (ΔP) para diferentes razões de H_2/L_2.

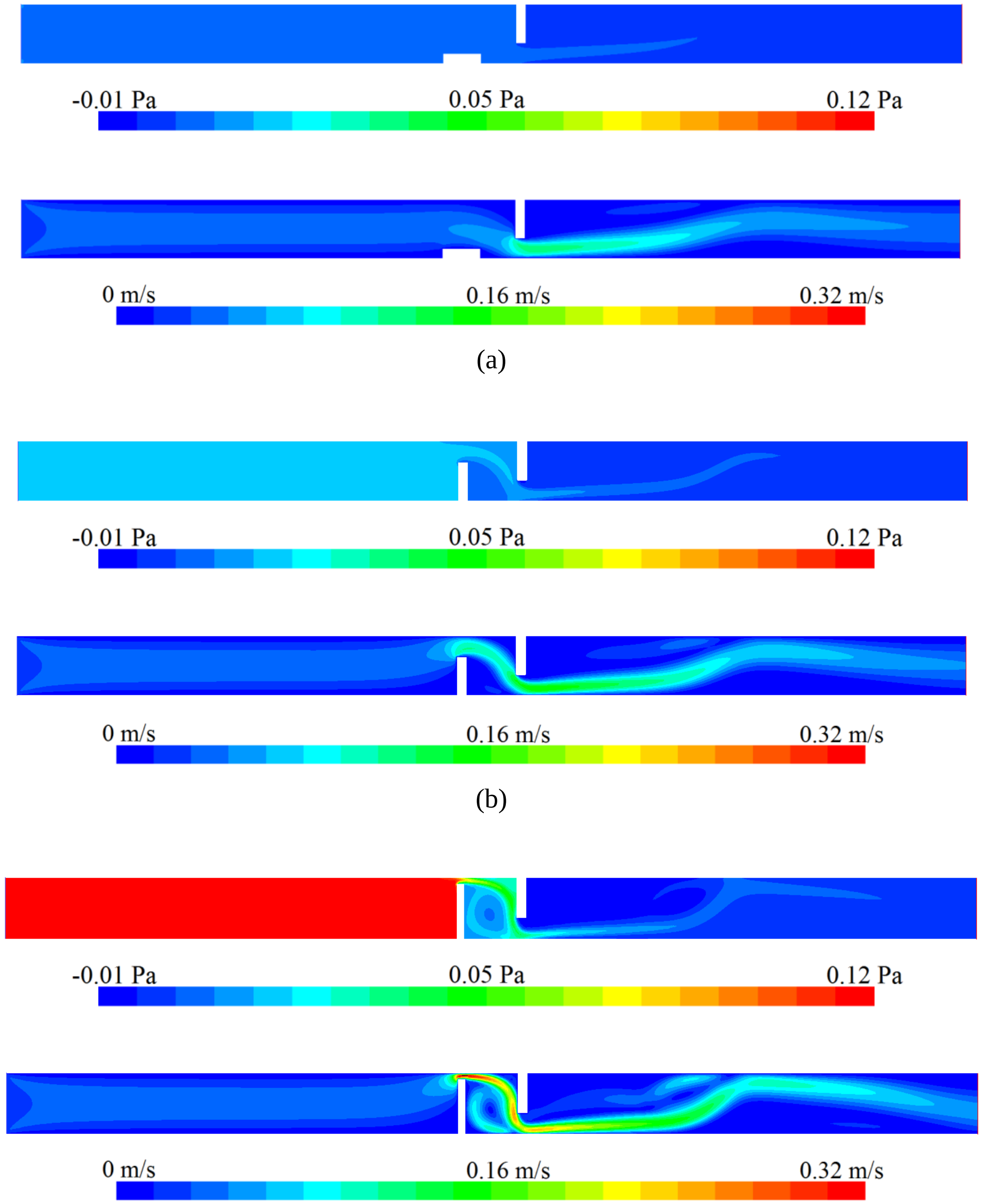


Figura 5.12 – Campos de pressão (Pa) e de velocidade (m/s) respectivamente para as geometrias: a) H_1/L_1 = 0,25 e H_2/L_2 = 4,22, b) H_1/L_1 = 4,13 e H_2/L_2 = 4,22, c) H_1/L_1 = 8,0 e H_2/L_2 = 4,22.

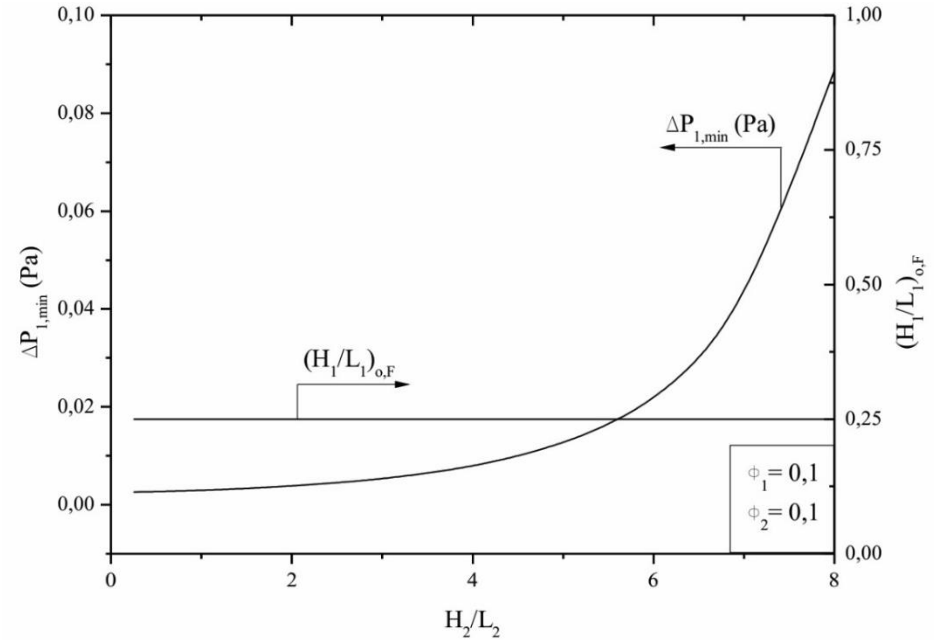


Figura 5.13 – Efeito de H_2/L_2 sobre a diferença de pressões uma vez minimizada $(\Delta P)_{1,min}$ e sobre $(H_1/L_1)_{o,F}$.

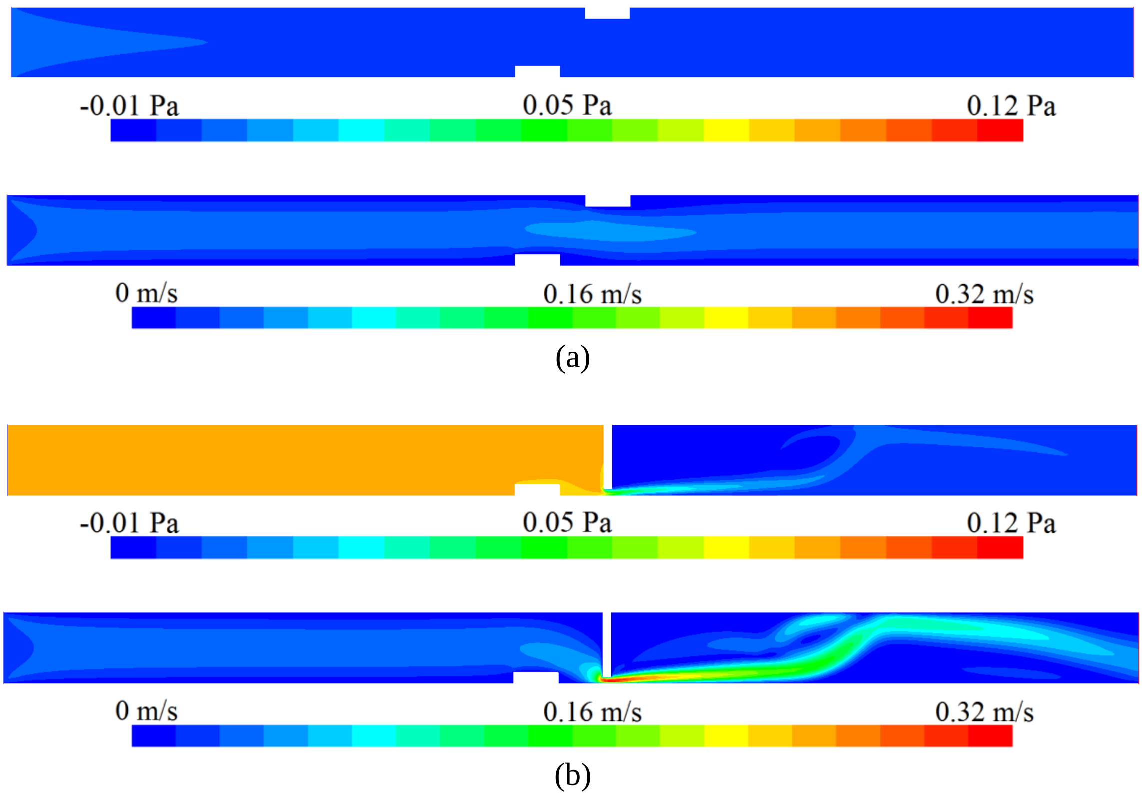


Figura 5.14 – Campos de pressão (Pa) e de velocidade (m/s) respectivamente para as geometrias: a) H_1/L_1 = 0,25 e H_2/L_2 = 0,25, b) H_1/L_1 = 0,25 e H_2/L_2 = 8,0.

O terceiro passo é mostrado pela Fig. 5.15. O comportamento da diferença de pressões uma vez minimizada $(\Delta P)_{1,min}$ com H_2/L_2 é mostrado para os quatro valores de ϕ_2 estudados. Como identificado no passo anterior para H_1/L_1, com H_2/L_2 também ocorre uma queda significativa no desempenho com o aumento da razão devido ao aumento do obstáculo ao escoamento. Não foram encontradas alternâncias entre os resultados de diferentes razões de H_2/L_2 desta etapa como foram encontrados na análise térmica. A Figura 5.16 mostra o comportamento da diferença de pressões duas vezes minimizada $(\Delta P)_{2,min}$ com ϕ_2, que se manteve linear.

O quarto passo é demonstrado nas Figs. 5.17, 5.18 e 5.19. Na Figura 5.17 é possível ver o efeito de ϕ_2 em $(\Delta P)_{2,min}$, que se mostrou semelhante ao efeito sobre $(q)_{2,min}$, porém por estar sendo agora analisado um objetivo oposto ao térmico, os melhores resultados são os menores valores de ϕ_1 e ϕ_2. O mesmo ocorreu com o efeito de ϕ_1 sobre $(\Delta P)_{3,min}$, na Fig. 5.18, onde o menor valor de $(\Delta P)_{3,min}$ é a diferença de pressão quatro vezes minimizada $(\Delta P)_{4,min}$ que corresponde à geometria $(\phi_1)_{o,F}$ = 0,05, $(\phi_2)_{oo,F}$ = 0,05, $(H_1/L_1)_{oooo,F}$ = 0,25 e $(H_2/L_2)_{ooo,F}$ = 0,25. Tem-se agora a geometria ótima para o problema fluidodinâmico, que corresponde à geometria em que as aletas tem a menor área e as menores alturas dentre as estudas neste trabalho, uma geometria exatamente oposta à obtida no problema térmico. A Figura 5.19 mostra os efeitos ϕ_1 sobre $(H_1/L_1)_{ooo,F}$, $(h/l2)_{oo,F}$ e $(\phi_2)_{o,F}$. Para todos os valores de ϕ_1 estes valores se mantiveram no mínimo possível (0,25, 0,25 e 0,05, respectivamente) não havendo desvios.

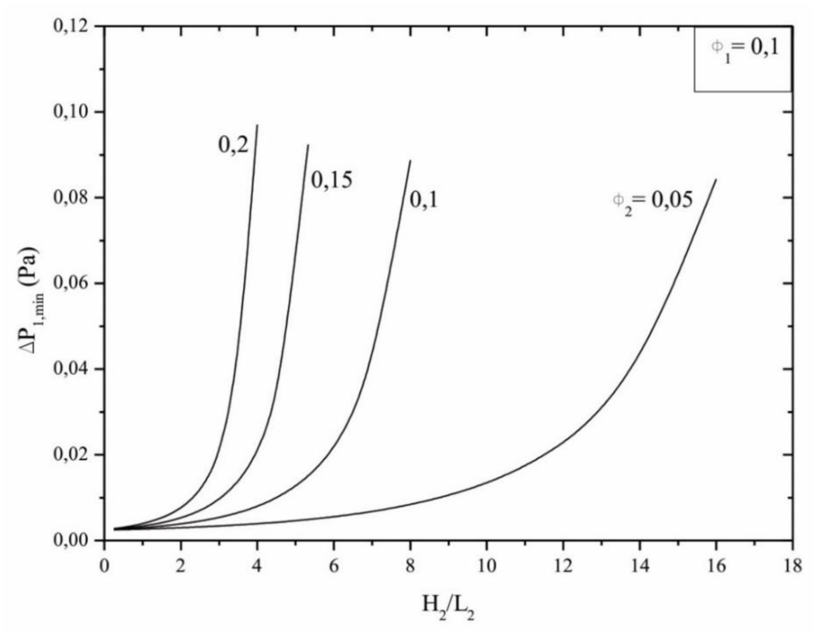


Figura 5.15 – Efeito de H_2/L_2 sobre a diferença de pressões uma vez minimizada $(\Delta P)_{1,min}$ para diferentes valores de ϕ_2.

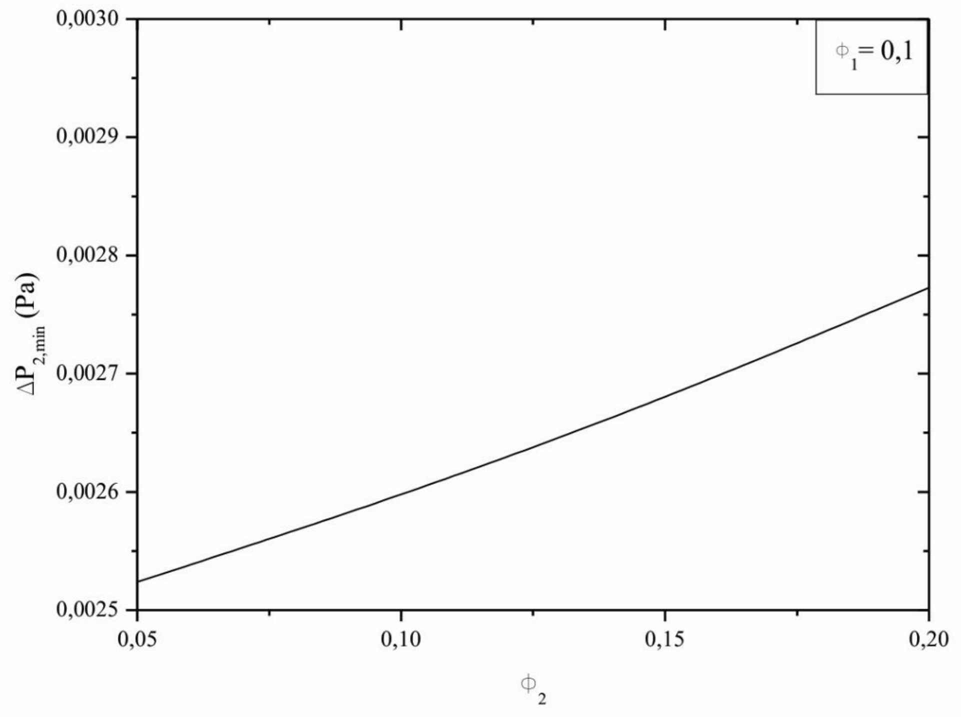


Figura 5.16 – Efeito de ϕ_2 sobre a diferença de pressões duas vezes minimizada $(\Delta P)_{2,min}$.

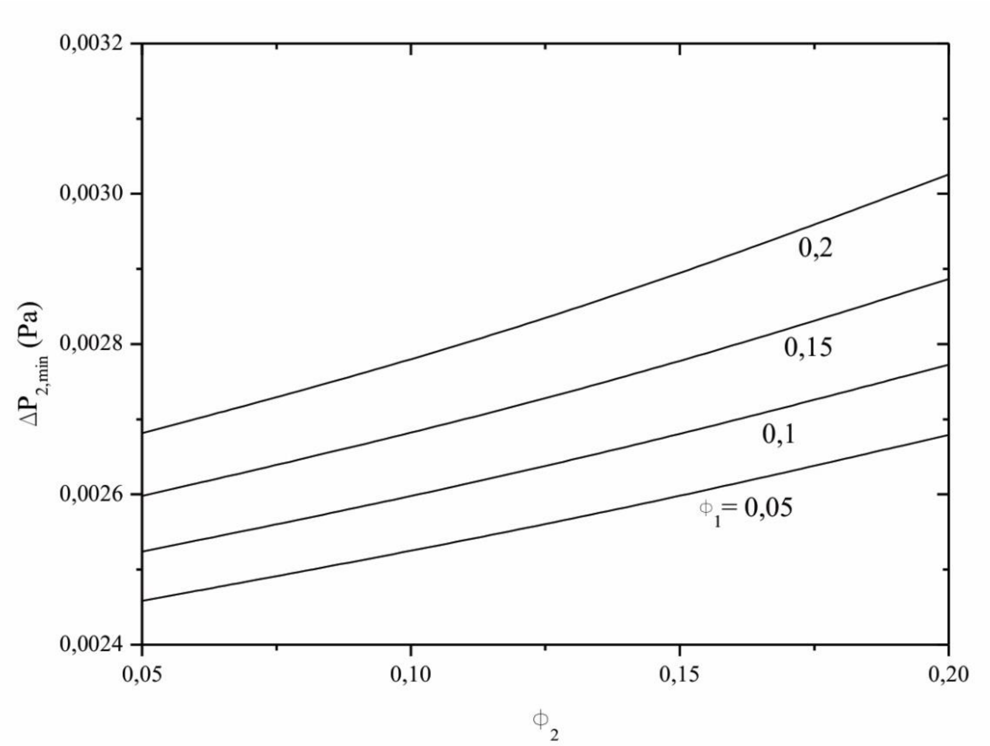


Figura 5.17 – Efeito de ϕ_2 sobre a diferença de pressões duas vezes minimizada $(\Delta P)_{2,min}$ para diferentes valores de ϕ_1.

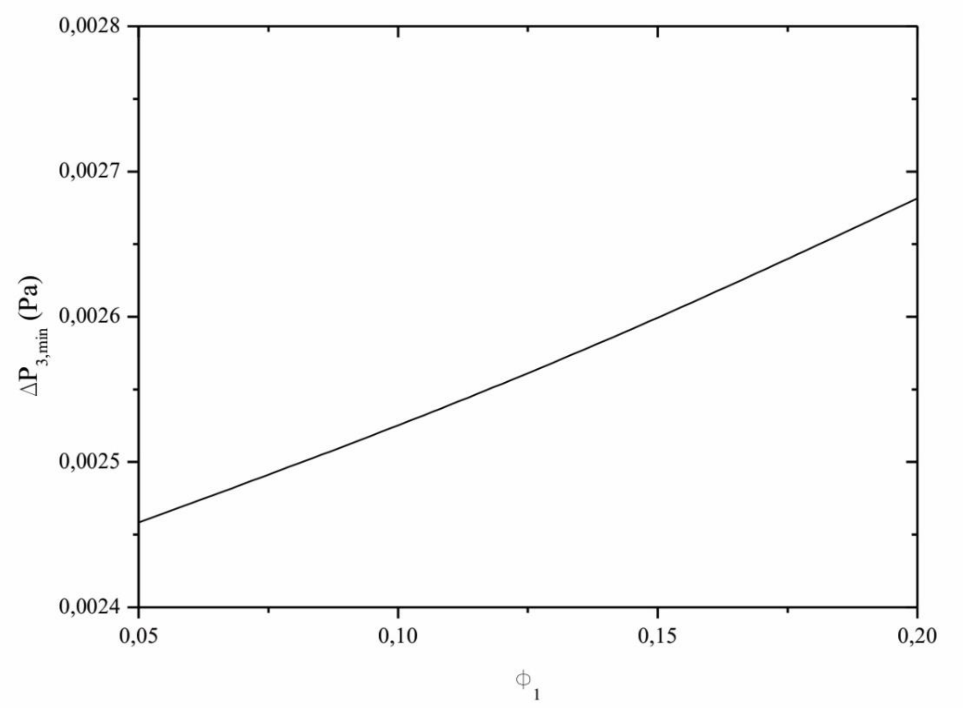


Figura 5.18 – Efeito de ϕ_1 sobre a diferença de pressões três vezes minimizada $(\Delta P)_{3,min}$.

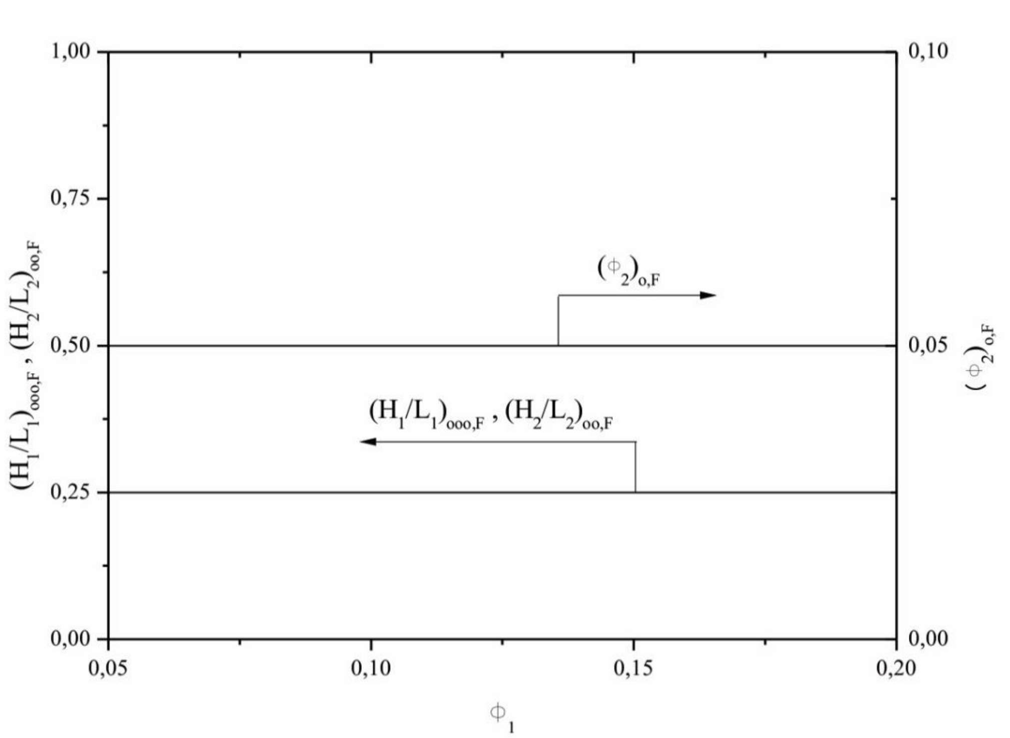


Figura 5.19 – Efeito de ϕ_1 sobre $(\phi_2)_{o,F}$ sobre $(H_1/L_1)_{ooo,F}$ e $(H_2/L_2)_{oo,F}$.

A Figura 5.20 mostra os campos de pressão e velocidade para as geometrias ótimas fluidodinâmicas dos quatro valores de ϕ_1, sendo possível constatar os efeitos do aumento de ϕ_1 sobre o desempenho fluidodinâmico do escoamento.

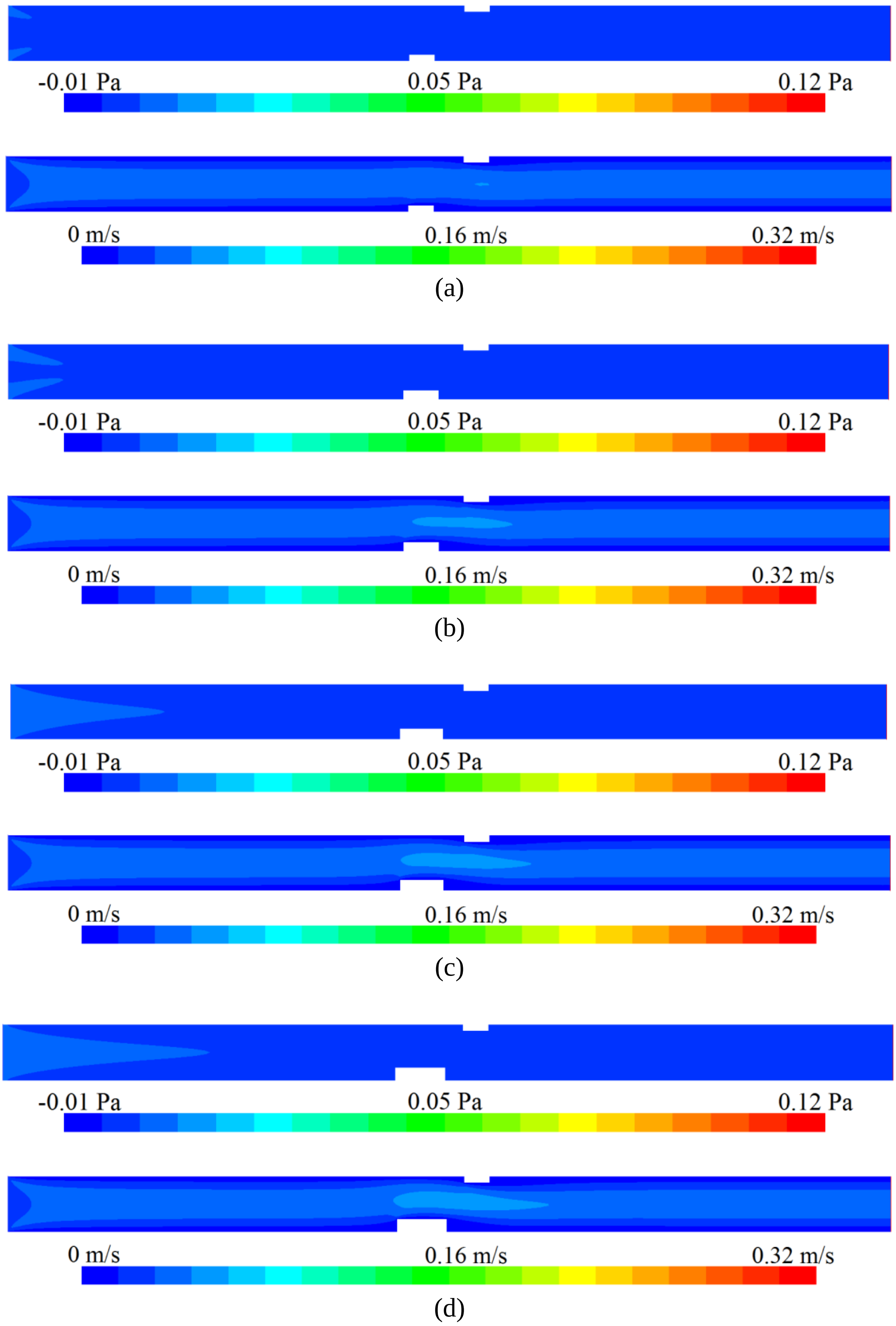


Figura 5.20 – Campos de pressão (Pa) e de velocidade (m/s) respectivamente para as geometrias ótimas fluidodinâmicas: a) ϕ_1 = 0,05, b) ϕ_1 =0,1, c) ϕ_1 =0,15, d) ϕ_1 = 0,2.

5.3. Resultados do Problema Multi-objetivo

A análise multi-objetivo do problema também é feita considerando-se os quatro passos mostrados na descrição do problema. Primeiramente, considera-se os dois primeiros passos em conjunto. A Figura 5.21 mostra o efeito de $(\Delta P)_{1,min}$ sobre o inverso de $(q)_{1,max}$. Este gráfico representa a análise multi-objetivo do segundo passo. Como um dos objetivos visa ao máximo valor possível e o outro o mínimo possível, utiliza-se o inverso de $(q)_{1,max}$ para que se possa combiná-los adequadamente, e assim buscar a geometria que melhor atenda o multi-objetivo proposto, ou seja, a geometria que se localizar mais próxima do ponto de zero do gráfico (0, 0). Esta forma de análise será repetida depois para o terceiro e quarto passo. Para a análise do segundo passo, tomou-se como exemplo os mesmos valores de ϕ_1 e ϕ_2 utilizados nas duas seções anteriores ($\phi_1 = \phi_2 = 0{,}1$). Pode ser observado na Fig. 5.21 que os resultados que melhor atendem ao multi-objetivo são as razões intermediárias de H_1/L_1, entre 4,22 e 4,93 para este caso. É notória a diferença de comportamento térmico e fluidodinâmico com a variação da razão H_1/L_1. Enquanto uma variação de H_1/L_1 de 8 até 0,25 provoca uma queda de $1/(q)_{1,max}$ de aproximadamente 0,055 para 0,04, ou seja, uma queda de 27% no desempenho térmico, um aumento de H_1/L_1 de 0,25 para 8,0 causa uma piora no desempenho fluidodinâmico em até 1800%. Isto demonstra que este problema em estudo apresenta em relação à variação dos graus de liberdade um efeito muito maior no comportamento fluidodinâmico do que no comportamento térmico. Este mesmo padrão de variação ocorre para todos os outros valores de ϕ_1 e ϕ_2 sem diferenças significativas.

A Figura 5.22 mostra a análise multi-objetivo do terceiro passo. Pode-se verificar que a tendência observada na Fig. 5.21 do efeito de $(\Delta P)_{1,min}$ sobre o inverso de $(q)_{1,max}$ é seguida para os demais valores de ϕ_2. Foi identificado para todos os valores de ϕ_1 que um $\phi_2 = 0{,}2$ é o que melhor atende ao problema multi-objetivo.

A Figura 5.23 mostra a análise do quarto e último passo deste trabalho, podendo ser visto o efeito de $(\Delta P)_{3,min}$ sobre $(q)_{3,max}$. Para uma melhor visualização desta análise, a Fig. 5.24 mostra o mesmo gráfico porém com quebras nos dois eixos. Para determinar o melhor ϕ_1 multi-objetivo, ou ϕ_1 uma vez otimizado, foi instituído um valor chamado de “Magnitude de Imperfeição do Sistema” (*MI*), que representa a distância no gráfico dos pontos de cada ϕ_1 até o ponto zero (0, 0), que representaria o sistema sem imperfeições. Dentre os valores ϕ_1 simulados no presente trabalho, o ϕ_1 que apresentou o menor valor *MI* foi $\phi_1 = 0{,}2$ e é, portanto, o melhor para o multi-objetivo. Para determinar a geometria dentre todas as simuladas que melhor atende ao multi-objetivo, faz-se um análise regressiva. Vale destacar que a análise regressiva consiste em analisar para todos os passos de otimização a geometria que conduz ao melhor desempenho multi-objetivo, desde o efeito de

H_1/L_1 sobre MI até o efeito de ϕ_1 que foi o último passo estudado. A partir de $(\phi_1)_o$ = 0,2, determinou-se fazendo a análise do terceiro passo que $(\phi_2)_{oo}$ = 0,2 é o ideal do ponto de vista multi-objetivo. Continuando a análise regressa, o segundo e primeiro passos, para $(\phi_1)_o$ = 0,2 e $(\phi_2)_{oo}$ = 0,2, indicaram que as melhores geometrias multiobjectivos são $(H_2/L_2)_{ooo}$ = 2,25 e $(H_1/L_1)_{oooo}$ = 2,75. As Figuras 5.25, 5.26, 5.27 e 5.28 mostram os campos de temperatura, pressão e velocidade das geometrias ótimas multiobjetivo para cada ϕ_1, incluindo a geometria ótima geral (ϕ_1 = 0,2, Fig. 5.28). É possível observar que as geometrias ótimas multi-objetivo são as que mesclam características tanto térmicas quanto fluidodinâmicas, sendo notável nos quatro casos que a aleta 1 apresenta uma altura ligeiramente maior do que a aleta 2, o que pode ser comprovado através da Tabela 5.1.

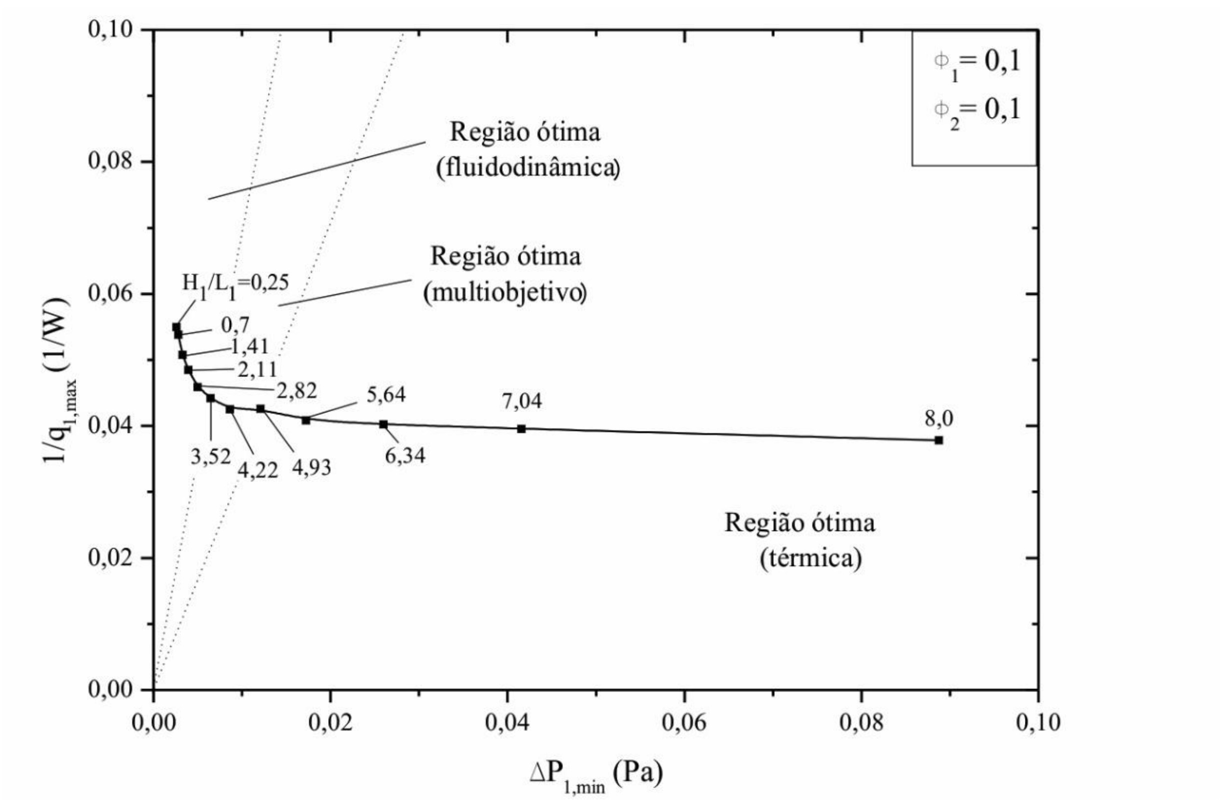


Figura 5.21 – Efeito da diferença de pressões uma vez minimizada $(\Delta P)_{1,min}$ sobre o inverso da taxa de transferência de calor uma vez maximizada $(q)_{1,max}$.

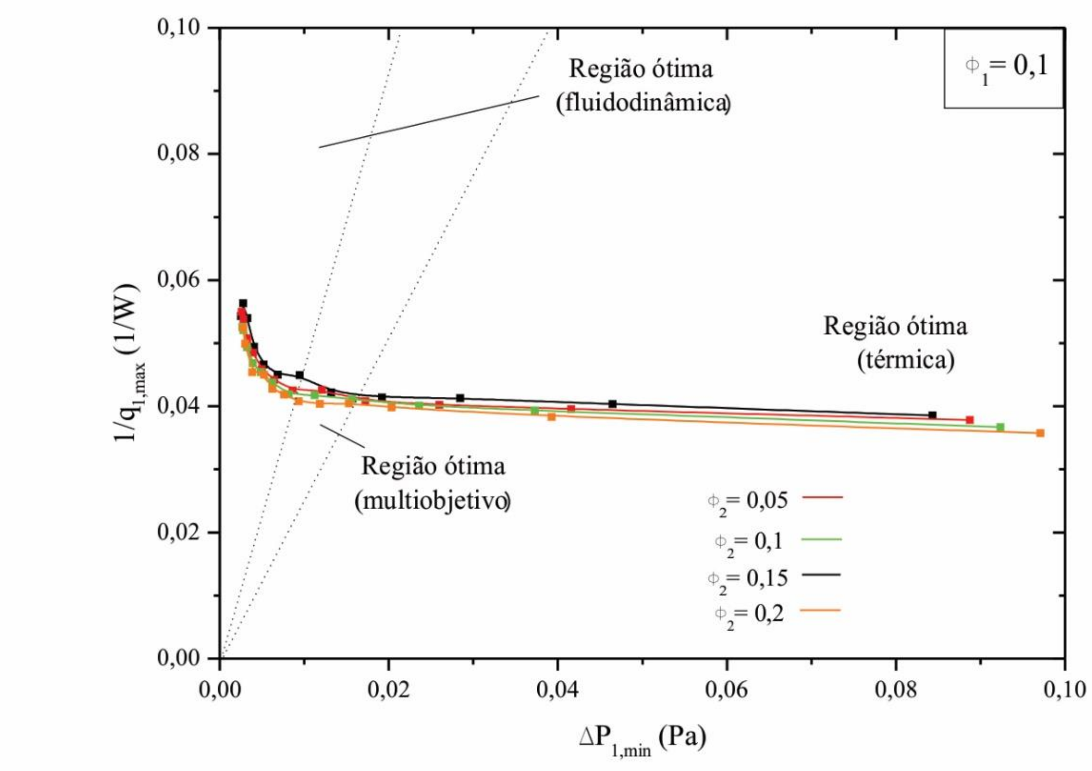


Figura 5.22 – Efeito da diferença de pressões uma vez minimizada $(\Delta P)_{1,min}$ sobre o inverso da taxa de transferência de calor uma vez maximizada $(q)_{1,max}$ para diferentes valores de ϕ_2.

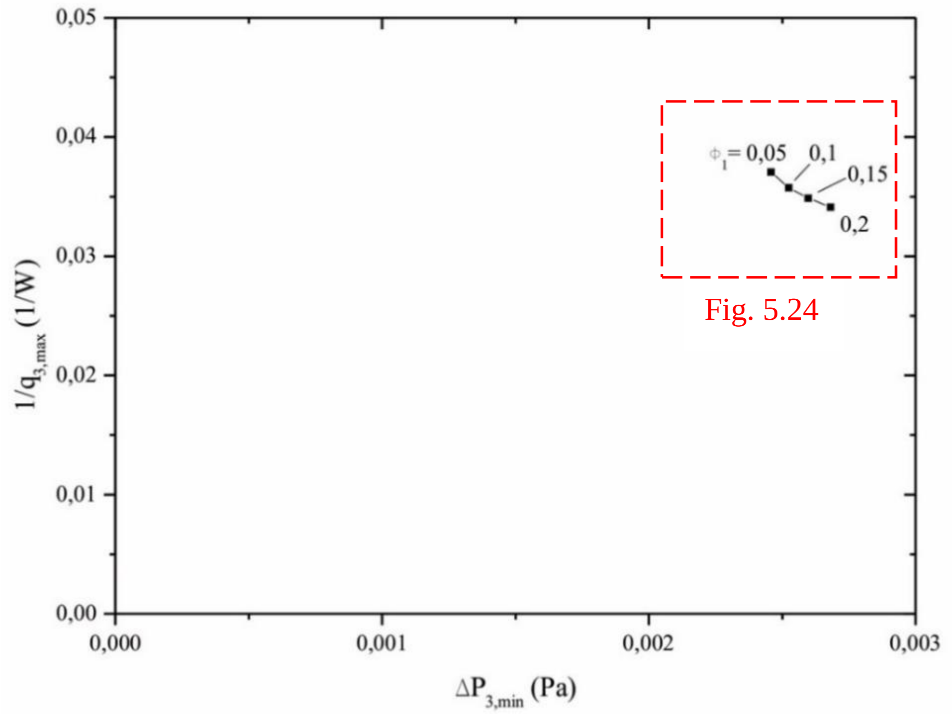


Figura 5.23 — Efeito da diferença de pressões três vezes minimizada $(\Delta P)_{3,min}$ sobre o inverso da taxa de transferência de calor três vezes maximizada $(q)_{3,max}$.

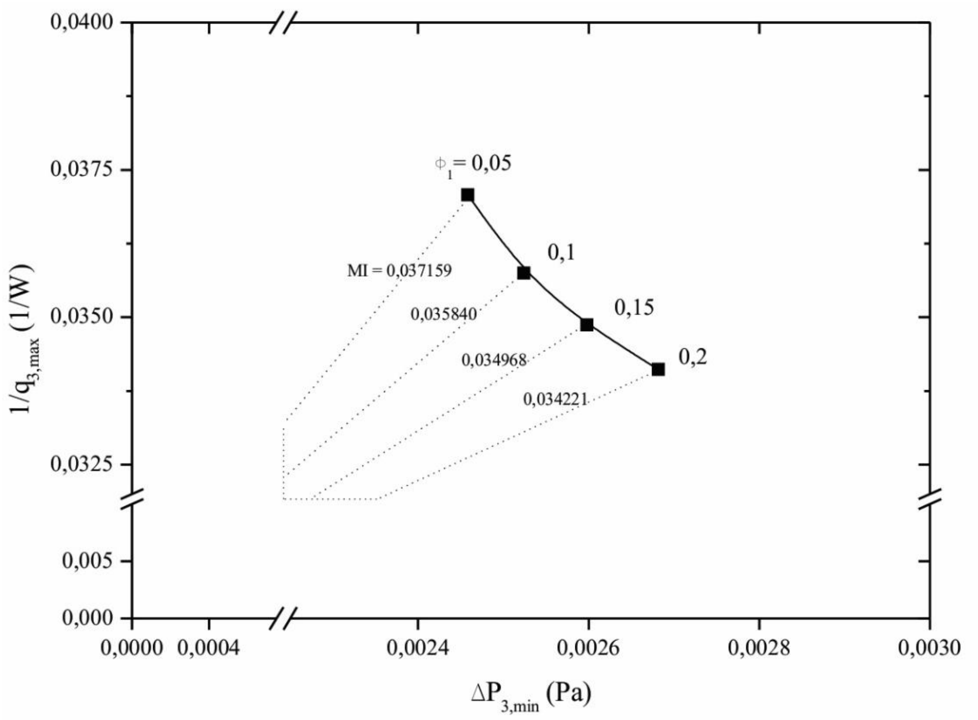


Figura 5.24 – Efeito da diferença de pressões três vezes minimizada $(\Delta P)_{3,min}$ sobre o inverso da taxa de transferência de calor três vezes maximizada $(q)_{3,max}$.

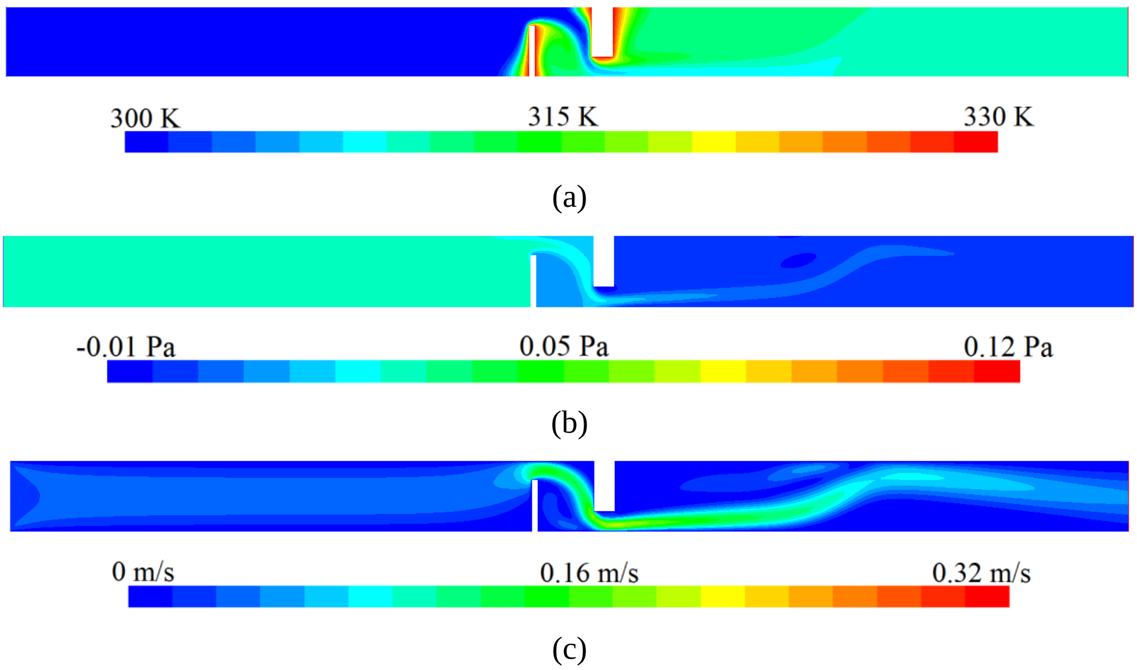
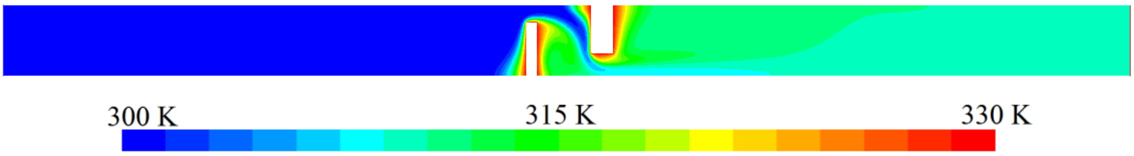
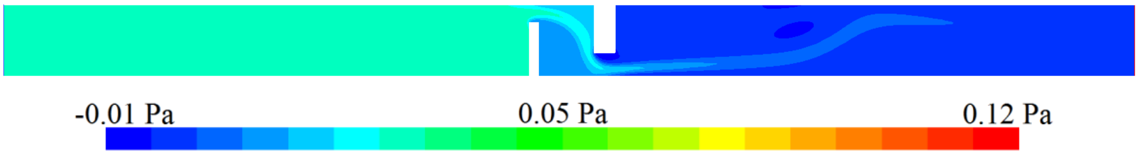


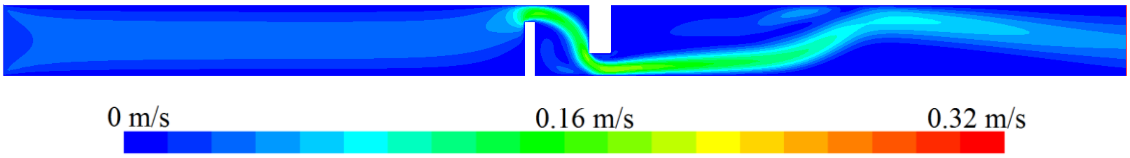
Figura 5.25 – Campo de temperatura (K) (a), campo de pressão (Pa) (b) e campo de velocidade (m/s) (c) para a geometria ótima multi-objetivo para ϕ_1 = 0,05.



(a)

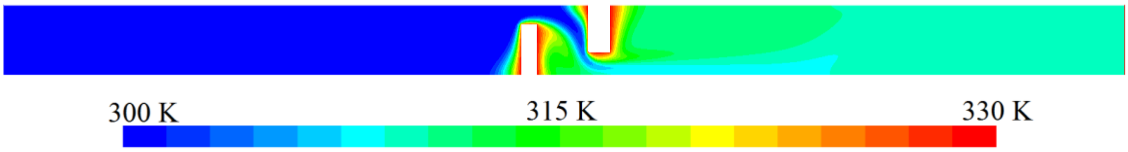


(b)

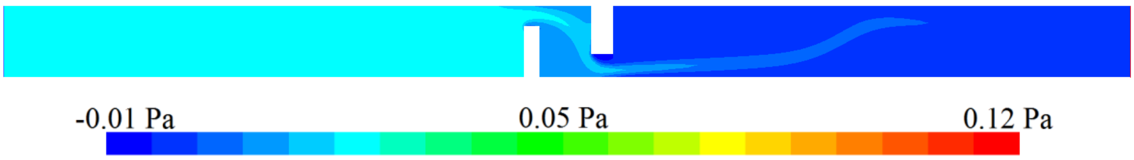


(c)

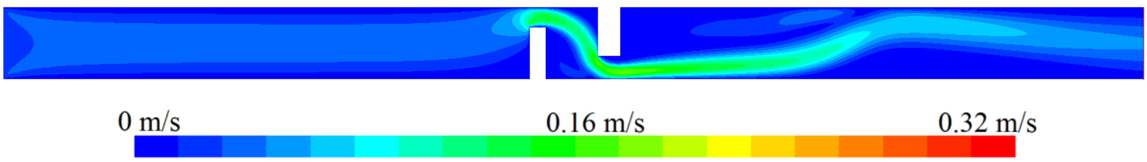
Figura 5.26 – Figura 5.25 – Campo de temperatura (K) (a), campo de pressão (Pa) (b) campo de velocidade (m/s) (c) para a geometria ótima multiobjectivo para ϕ_1 = 0,1.



(a)

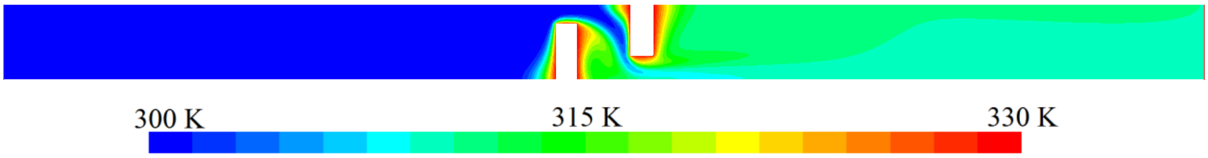


(b)

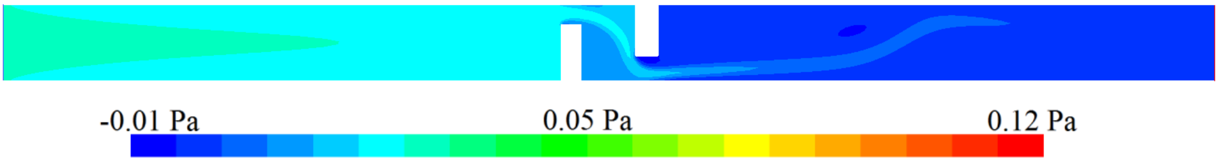


(c)

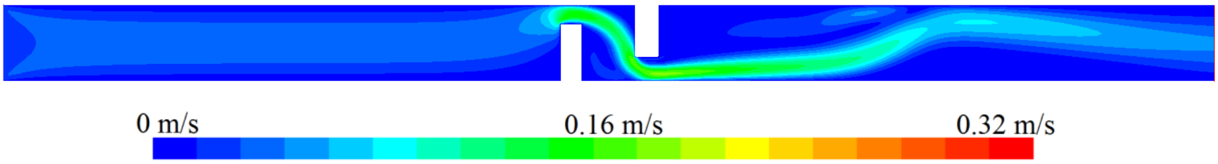
Figura 5.27 – Figura 5.25 – Campo de temperatura (K) (a), campo de pressão (Pa) (b) campo de velocidade (m/s) (c) para a geometria ótima multiobjectivo para ϕ_1 = 0,15.



(a)



(b)



(c)

Figura 5.28 – Figura 5.25 – Campo de temperatura (K) (a), campo de pressão (Pa) (b) campo de velocidade (m/s) (c) para a geometria ótima multiobjectivo para ϕ_1 = 0,2.

Tabela 5.1 – Geometrias ótimas multi-objetivo de cada ϕ_1.

ϕ_1	ϕ_2	H_1/L_1	H_2/L_2	H_1 (mm)	L_1 (mm)	H_2 (mm)	L_2 (mm)
0,05	0,2	10,5	2,5	36,23	3,45	35,35	14,14
0,1	0,2	5,68	2,25	37,68	6,63	33,54	14,9
0,15	0,2	3,39	2,25	35,65	10,52	33,54	14,9
0,2	0,2	2,75	2,25	37,08	13,48	33,54	14,9

Por fim, é possível ver na Fig. 5.29 a diferença de desempenho multiobjetivo para cada ϕ_1 em relação ao melhor ϕ_1 obtido, que é o ϕ_1 uma vez otimizado, $(\phi_1)_o$ = 0,2. Apesar de não serem tão visíveis nas Figs. 5.23 e 5.24, existem diferenças significativas entre a escolha de um ϕ_1 ou outro para o desempenho multi-objetivo, podendo ser até 8,58% pior para o caso da escolha do ϕ_1 = 0,05 em comparação ao ϕ_1 = 0,2.

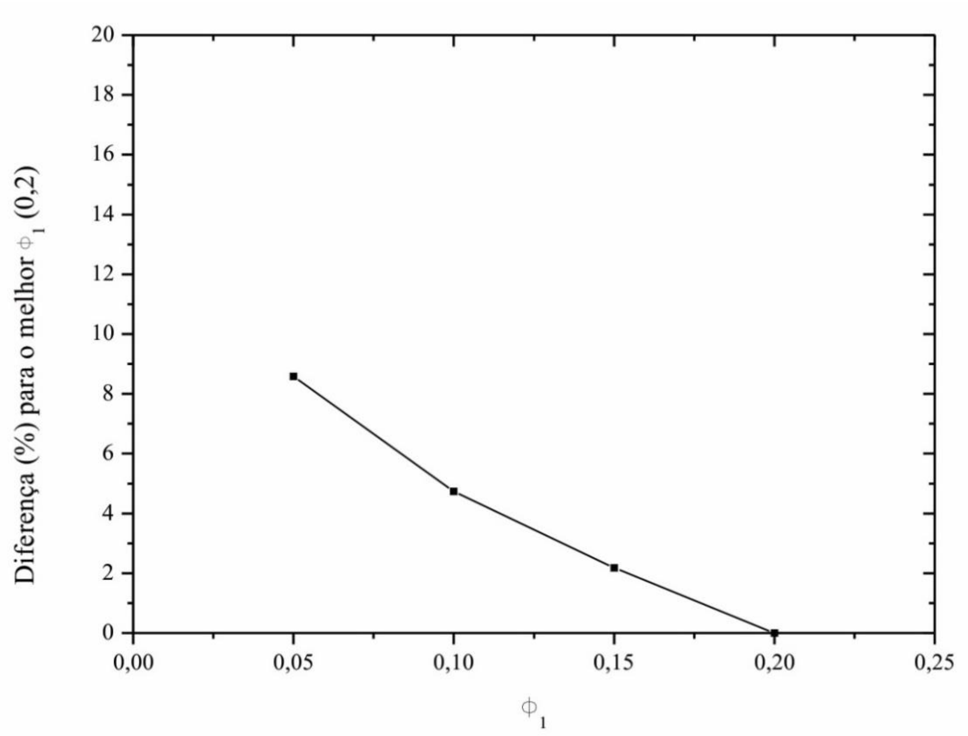


Figura 5.29 – Diferença (%) de cada valor de ϕ_1 em relação ao melhor ϕ_1 multiobjetivo (ϕ_1 = 0,2).

6. CONCLUSÕES

Este trabalho realizou a avaliação geométrica de canais aletados bidimensionais submetidos a um escoamento incompressível, laminar, permanente com transferência de calor por convecção forçada. O canal possuía duas aletas aquecidas a uma temperatura superior à do escoamento circundante, uma montada na superfície superior do canal e outra na inferior. Para a avaliação geométrica foi utilizado o método Design Construtal associado à busca exaustiva. O problema foi simulado numericamente através do software FLUENT® que utiliza o método dos volumes finitos como meio de solução. Foram realizadas um total de 3.072 simulações.

A análise dos resultados se deu em três etapas: primeiro a avaliação geométrica foi realizada considerando-se unicamente o objetivo térmico, depois considerando-se unicamente o objetivo fluidodinâmico e por fim considerando o problema do ponto de vista multi-objetivo. A análise térmica do problema verificou que as geometrias que tem melhor desempenho térmico são as geometrias em que as aletas possuem maior inserção no canal (maior altura e maior área) enquanto que a análise fluidodinâmica demonstrou que os melhores desempenhos deste ponto de vista são obtidos quando as aletas possuem as menores alturas e áreas entre as estudados, não sendo encontrados desvios desses comportamentos para nenhum valor de ϕ_1 e ϕ_2. Estes resultados estão de acordo com a extensiva literatura sobre transferência de calor e mecânica dos fluidos e de acordo com a analogia de Reynolds para os escoamentos Newtonianos.

Na análise multiobjetivo da avaliação geométrica foi concluído que as maiores razões da área das aletas sobre sua área de ocupação entre as estudadas neste trabalho, ϕ_1 = 0,2 e ϕ_2 = 0,2, são as que melhor atendem ao problema multi-objetivo proposto, sendo este valor de ϕ_1 superior em 8,58% ao menor valor estudado (ϕ_1 = 0,05). Também foi demonstrado que razões intermediarias entre a altura e largura das aletas são as que melhor atendem a este multi-objetivo, ao contrário do que foi observado quando se analisou os objetivos fluidodinâmico e térmico de forma isolada. Foi constatado que uma variação das razões entre altura e largura das aletas causa um efeito muito mais significativo na diferença de pressão do canal do que sobre a troca térmica, ou seja, que o problema em estudo apresenta em relação à variação dos graus de liberdade (H_1/L_1 e H_2/L_2) um efeito muito maior na fluidodinâmica do que na transferência de calor. Foi possível identificar pela observação dos campos de temperatura, pressão e velocidade das simulações que as geometrias ótimas multi-objetivo são as que mesclam características tanto térmicas quanto fluidodinâmicas. Foi notado também que nas geometrias ótimas multi-objetivo, para cada um dos quatro valores de ϕ_1 a aleta 1 possui uma maior razão de altura pela largura ótima do que a obtida para a aleta 2. Dessa forma, para o problema multi-objetivo observou-se que o melhor desempenho é obtido quando as aletas são assimétricas, o que não foi observado para os casos com somente um objetivo. A geometria ótima do problema multi-objetivo foi igual à $(\phi_1)_o = 0{,}2$, $(\phi_2)_{oo} = 0{,}2$, $(H_1/L_1)_{oooo} = 2{,}25$ e $(H_2/L_2)_{ooo} = 2{,}75$.

O comportamento observado neste estudo explica, de certa forma, os sistemas naturais que possuem forma que conduzem a desempenhos intermediários para algum objetivo específico. Em outras palavras, dependendo do objetivo estabelecido é possível que o sistema de escoamento tenha geometrias diferentes. Os resultados mostraram que a metodologia empregada pelo Design Construtal é bastante útil para a compreensão e análise de problemas de escoamentos internos com transferência de calor.

6.1. Proposta de Continuidade

Devido ao resultado da geometria ótima obtida ter-se apresentado com os maiores valores de ϕ_1 e ϕ_2 dentre os estudados neste trabalho, a principal recomendação para trabalhos futures é que sejam feitos novos estudos deste problema com valores maiores de ϕ_1 e ϕ_2, como por exemplo 0,25, 0,3 0,35 e 0,4. Assim como também as seguintes sugestões:

- Estudo de outras faixas de valores do número de Reynolds na entrada do canal;
- Diferentes formatos para a aleta, como triangular por exemplo;
- Inclusão de mais aletas no canal;
- Avaliação da posição relativa entre as aletas;
- Inclusão e avaliação da geração de calor nas aletas;
- Aplicação de outros métodos de otimização geométrica;
- Análise com base no perímetro das aletas ao invés das suas áreas.

7. REFERÊNCIAS

ALTNETTER, M. V., 2016. **Estudo numérico da forma geométrica de canais aletados em escoamentos com transferência de calor por convecção mista.** Dissertação de Mestrado em Modelagem Computacional, Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional, Universidade Federal do Rio Grande.

ANSYS, **ANSYS® Help Viewer,** versão 16.0.0, 2014.

AMARAL JUNIOR, J. B. **Convecção mista em escoamento laminar ou turbulento num canal aquecido inferiormente com fonts discretas.** Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

AZAD, A. V., AMIDPOUR, M. Economic optimization of shell and tube heat excharger based on constructal theory. **Energy.** v. 36, p. 1087-1096, 2011.

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., KRAUS, A. D., **Heat Transfer Handbook.** New Jersey, Estados Unidos, John Wiley and Sons, 2003.

BEJAN, A. The constructal law of organization in nature: Tree-shaped flows and body size. **J. Exp. Biol.** v. 208, p. 1677–1686, 2005.

BEJAN, A. E MARDEN, J. H. Unifying constructal theory for scale effects in running, swimming and flying. **J. Exp. Biol.** v. 209, p. 238–248, 2006.

BEJAN, A., LORENTE, S.,MIGUEL, A. F., REIS, A. H. **Advanced Engineering Thermodynamics.** "Constructal theory of distribution of river sizes,", Sec. 13.5, 3rd ed., Wiley, Hoboken, 2006.

BEJAN, A., LORENTE, S. **Design with Constructal Theory**, Hoboken Wiley, 2008.

BEJAN, A., JONES, E. C., CHARLES, J. D. The evolution of speed in athletics: Why the fastest runners are black and swimmers White. **Int. J. Des. Nat. Ecodyn.** v. 5, n. 3, p. 199–211, 2010.

BEJAN, A., ZANE, J. P. **Design in Nature.** New York, Estados Unidos: Doubleday, 2012.

BEJAN, A., **Convection heat transfer**. 4ª ed., Jhon Wiley & Sons, New Jersey, Estados Unidos, 658 p., 2013.

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., LIEBENBER, L., MEYER, J. P. Constructal cooling channels for microchannel heat sinks. **International Journal of Heat and Mass Transfer,** v. 50, p. 4141-4150, 2007.

BELLO-OCHENDE, T., MEYER, J. P., BEJAN, A. Constructal ducts with wrinkled entrances. **International Journal of Heat and Mass Transfer,** v. 52, p. 3628-3633, 2009.

BESSAIH, R., KADJA, M. Turbulent natural convection cooling of electronic components mounted on a vertical channel. **Applied Thermal Engineering.** v. 20, p. 141-154, 2000.

BISERNI, C., ROCHA, L. A. O., STANESCU, G., LORENZINI, E. Constructal H-shaped cavities according to Bejan's theory. **International Journal of Heat and Mass Transfer,** v. 50, p. 2132-2138, 2007.

CHARLES, J. D. E BEJAN, A. The evolution of speed, size and shape in modern athletics. **J. Exp. Biol.** v. 212, p. 2419–2425, 2009.

CHEN, Y., ZHANG, C., WU, R., SHI, M. Methanol steam reforming in microreactor with constructal tree-shaped network. **J. Power Sources.** v. 196, p. 6366–6373, 2011.

CHUNG B. J. E VAIDYA, A. Non-equilibrium pattern selection in particle sedimentation. **Appl. Math. Comput.** v. 218, p. 3451–3465, 2011.

CLAUSSE, M., MEUNIER, F., REIS, A. H., BEJAN, A. Climate change, in the framework of the constructal law," **Int. J. Global Warming**. v. 4, p. 242–260, 2012.

CORNET, J. F. Calculation of optimal design and ideal productivities of volumetrically lightened photobioreactors using the constructal approach. **Chem. Eng. Sci.** v. 65, p. 985–998, 2010.

DHIMAN, A. K., CHHABRA, R. P., ESWARAN, V. Steady mixed convection across a confined square cylinder. **International Journal of Heat and Mass Transfer,** v. 35, p. 47-55, 2008.

FAN, Y., LUO, L., Recent applications of advances in microchannel heat exchangers and multi-scale design optimisation, **Heat Transfer Eng.** v. 29, p. 461–474, 2008.

FEIJO, B. C. ; PEREIRA, M. S. ; TEIXEIRA, F. B. ; ROCHA, L. A. O. ; GOULART, J. N. V. ; ISOLDI, L. A. ; Dos Santos, E. D. . Design construtal aplicado a um canal com aletas retangulares submetido a convecção forçada e diferentes números de Bejan. In: VII SEMENGO, 2016, Rio Grande - RS. Anais do VII Seminário e Workshop em Engenharia Oceânica, 2016. v. 1. p. 184-193.

FOX, R., W., PRITCHARD, P., J., MCDONALD, A., T. **Introdução à Mecânica dos Fluídos.** John Wiley and Sons, 7ª edição, 2009.

HART R. A. E DA SILVA, A. K. Experimental thermal-hydraulic evaluation of constructal microfluidic structures under fully constrained conditions. **Int. J. Heat Mass Transfer.** v. 54, p. 3661–3671, 2011.

HART, R. A., PONKALA, M. J. V., DA SILVA, A. K. Development and testing of a constructal microchannel flow system with dynamically controlled complexity. **Int. J. Heat Mass Transfer.** v. 54, p. 5470–5480, 2011.

HOSSEINI, M. J., FARHADI, M., SEDIGHI, K. Effect of wall-mounted obstacles on convective heat transfer in the Poiseulle-Benard channel. **Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering.** v. 6, n. 1, p. 25-36, 2008.

IGARASHI, T. Fluid flow and heat around rectangular cylinders (the case of a width/height ratio of a section of 0.33~1.5). **International Journal of Heat and Mass Transfer,** v. 30, n. 5, p. 893-901, 1987.

IGARASHI, T., MAYUMI, Y. Fluid flow and heat around a rectangular cylinder with small inclined angle (the case of a width/height ratio of a section of 5). **International Journal of Heat and Fluid Flow,** v. 22, p. 279-286, 2001.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A. S., **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa.** 6ª ed., Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 643 p., LTC, 2008.

KANG, D. H., LORENTE, S., BEJAN, A. Constructal dendritic configuration for the radiation heating of a solid stream. **J. Appl. Phys.** v. 107, 2010.

KIM, Y. S., LORENTE, S., BEJAN, A. Distribution of size in steam turbine power plants. **Int. J. Energy Res.** v. 33, p. 989–998, 2009.

KIM, Y., LORENTE, S., BEJAN, A. Steam generator structure: Continuous model and constructal design. **Int. J. Energy Res.** v. 35, p. 336–345, 2011.

KOONSRISUK, A., LORENTE, S., BEJAN, A. Constructal solar chimney configuration. **Int. J. Heat Mass Transfer.** v. 53, p. 327–333, 2010.

KORICHI, A., OUFER, L. Numerical heat transfer in a rectangular channel with mounted obstacles on upper and lower walls. **International Journal of Thermal Sciences,** v. 44, p. 644-655, 2005.

KORICHI, A., OUFER, L. Heat transfer enhancement in oscillatory flow in channel with periodically upper and lower walls mounted obstacles. **International Journal of Heat and Fluid Flow,** v. 28, p. 1003-1012, 2007.

KOSNER, A. W. Big data not required: The benefits of a less complex model of climate change. **Forbes**, 12 de outubro de 2012a.

KOSNER, A. W. There's a new law in physics and it changes everything. **Forbes**, v. 29, 2012b.

KREITH, F., BOHN, M. S., **Princípios de Transferência de Calor.** São Paulo, SP, Brasil, 623 p., Cengage Learning , 2003.

KUPPAN, T. **Heat Exchanger Design Handbook**. New York, Estados Unidos, Marcel Dekker, 2000.

LORENTE S. E BEJAN, A. Global distributed energy systems. **Management of Natural Resources, Sustainable Development and Ecological Hazards II**, editado por C. A. Brebbia, N. Jovanovic, e E. Tiezzi (WIT Press, Southampton), pp. 251–269, 2010.

LORENTE, S., KOONSRISUK, A., BEJAN, A. Constructal distribution of solar chimney power plants: Few large and many small. **Int. J. Green Energy.** v. 7, p. 577–592, 2010.

LORENTE, S., BEJAN, A., AL-HINAI, K., SAHIN, A. Z., YILBAS, B. S. Constructal design of distributed energy systems: Solar power and water desalination. **Int. J. Heat Mass Transfer.** v. 55, p. 2213–2218, 2012a.

LORENTE, S., CETKIN, E., BELLO-OCHENDE, T., MEYER, J. P., BEJAN, A. The constructal-law physics of why swimmers must spread their fingers and toes. **J. Theor. Biol.** v. 308, p. 141–146, 2012b.

LORENZINI, G., BISERNI, C. The Constructal law: From design in nature to social dynamics and wealth as physics. **Physics Life**, v. 8, p. 259-260, 2011.

LORENZINI, G. ; BISERNI, C. ; ESTRADA, E. D. ; ISOLDI, L. A. ; Dos Santos, E. D. ; ROCHA, L. A. O. . Constructal Design of Convective Y-Shaped Cavities by Means of Genetic Algorithm. Journal of Heat Transfer, v. 136, p. 071702-071702-10, 2014.

LORENZINI, G., ROCHA, L. A. O. Geometric optimization of T-Y-shaped cavity according to Constructal design. **International Journal of Heat and Mass Transfer,** v. 52, p. 4683-4688, 2009.

LORENZINI, G., GARCIA, F. L., DOS SANTOS, E. D., BISERNI, C., ROCHA, L. A. O. Constructal design applied to the optimization of complex geometries: T-Y-shaped cavities with two additional lateral intrusions cooled by convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer,** v. 55, p. 1505-1512, 2012.

LORENZINI, G., BISERNI, C., CORREA, R. L., DOS SANTOS, E. D., ISOLDI, L. A., ROCHA, L. A. O. Constructal design of T-shaped assemblies of fins cooling a cylindrical solid body. **International Journal of Thermal Sciences.** v. 83, p. 96-103, 2014.

LUVIANO-ORTIZ, L., HERNANDEZ-GUERRERO, A., RUBIO-ARANA, C., ROMERO-MENDEZ, R. Heat transfer enhancement in a horizontal channel by the addition of curved deflectors. **International Journal of Heat and Mass Transfer,** v. 51, p. 3972-3984, 2008.

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional.** Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, p. 453, 2004.

MATHIEU-POTVIN, F. E GOSSELIN, L. Threshold length of maximal reaction rate in catalytic microchannels. **Chem. Eng. J.** v. 188, p. 86–97, 2012.

MEHRGOO, M. E AMIDPOUR, M. Derivation of optimal geometry of a multi-effect humidification-dehumidification desalination unit: A constructal design. **Desalination.** v. 281, p. 234–242, 2011.

MEINDERS, E. R., HANJALIC, K. Vortex structure and heat transfer in turbulent flow over a wall-mounted matrix of cubes. **International Journal of Heat and Fluid Flow,** v. 20, p. 255-267, 1999.

MEINDERS, E. R., HANJALIC, K. Experimental study of the convective heat transfer from in-line and staggered configurations of two wall-mounted cubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer,** v. 45, p. 465-482, 2002.

MITTAL, S., VETTER, J. A Survey of Methods For Analyzing and Improving GPU Energy Efficiency. **ACM Computing Surveys**. v. 47, n. 2, artigo 19, 2014.

MOREGA, A. M., ORDONEZ, J. C., Morega, M. A constructal approach to power distribution networks design. **International Conference on Renewable Energy and Power Quality.** Santander, 12-14 March (2008), pp. 441–442.

MOUKALLED, F., MANGINI, L., DARWISH, M. **The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics.** Suiça, Springer, p. 817, 2016.

NISHIDA, F. B., ALVES, T. A. Forced Convection Cooling of 3D Protruding Heaters with Laminar Flow in a Rectangular Channel. **International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering.** v. 4, n. 1, p. 15-24, 2014.

NOROUZI, A. E AMIDPOUR, M. Optimal thermodynamic and economic volume of a heat recovery steam generator by constructal design. **Int. Commun. Heat Mass Transfer.** v. 39, p. 1286–1292, 2012.

PERNG, S., WU, H. Numerical investigation of mixed convective heat transfer for unsteady turbulent flow over heated blocks in a horizontal channel. **International Journal of Thermal Sciences,** v. 47, p. 620-632, 2008.

QUERE, S. Constructal theory of plate tectonics. **Int. J. Des. Nat. Ecodyn.** v. 5, p. 242–253, 2010.

RANJAN, P., DEWAN, A. Study of Heat Transfer over a Square Cylinder in Cross Flow using Variable Resolution Modeling. **Journal of Applied Fluid Mechanics,** v. 9, n. 3, p. 1367-1379, 2016a.

RANJAN, P. DEWAN, A. Effect of side ratio on fluid flow and heat transfer from rectangular cylinders using the PANS method. **International Journal of Heat and Fluid Flow,** v. 00, p. 1-14, 2016b.

REIS, A. H. Constructal theory: from engineering to physics and how flow systems develop shape and structure, **Appl. Mech.** Rev. 59, p. 269–282, 2006a.

REIS, A. H. Constructal view of scaling laws of river basins. **Geomorphology.** v. 78, p. 201–206, 2006b.

REIS A. H. E GAMA, C. Sand size versus beachface slope –An explanation based on the Constructal law. **Geomorphology.** v. 114, p. 276–283, 2010.

ROCHA, L. A. O., LORENZINI, E., BISERNI, C. Geometric optimization of shapes on basis of Bejan's Constructal theory. **International Journal of Heat and Mass Transfer,** v. 32, p. 1281-1288, 2005.

SAHU, A. K., CHHABRA, R. P., ESWARAN, V. Effects os 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.

SANGI, R., AMIDPOUR, M., HOSSEINIZADEH, B. Modeling and numerical simulation of solar chimney power plants. **Sol. Energy.** v. 85, p. 829–838, 2011.

SHAH, R. K., SEKULIC, D. P. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. Kentucky, Estados Unidos, John Wiley and Sons, 2003.

SONG, Y., ASADI, M., XIE, G., ROCHA, L. A. O. Constructal wavy-fin channels of a compact heat exchanger with heat transfer rate maximization and pressure losses minimization. **Applied Thermal Engineering.** v. 75, p. 24-32, 2015.

SWEO R. E PATE, S. Understanding currency market dynamics through constructal theory: A managerial perspective. **J. Int. Manage. Stud.** v. 5, n. 1, p. 75–81, 2010.

TESCARI, S., MAZET, N., NEVEU, P. Constructal method to optimize solar thermochemical reactor design. **Sol. Energy.** v. 84, p. 1555–1566, 2010.

VERSTEEG, H. K., MALALASEKERA, W. **An Introduction to computational fluid dynamics – The finite volume method.** Essex, Reino Unido, Longman Scientific and Technical, p. 267, 1995.

WEINERTH, G. The constructal analysis of warfare. **International Journal of Design & Nature and Ecodynamics**. v. 5, p. 268-276, 2010.

YANG, A., CHEN, L., XIE, Z., FENG, H., SUN, F. Consructal heat transfer rate maximization for cylindrical pin-fin heat sinks. **Applied Thermal Engineering.** v. 108, p. 427-435, 2016.

YANG, M., YEH, R., HWANG, J. Forced convective of a fin in a channel. **Energy Conversion and Management.** v. 51, p. 1277-1286, 2010a.

YANG, M., YEH, R., HWANG, J. Mixed convective cooling of a fin in a channel. **International**

Journal of Heat and Mass Transfer, v. 53, p. 760-771, 2010b.

YANG, Y., CHEN, C. Numerical simulation of turbulent fluid flow and heat transfer characteristics of heated blocks in the channel with an oscillating cylinder. **International Journal of Heat and Mass Transfer,** v. 51, p. 1603-1612, 2008.

YOUNG, T. J., VAFAI, K. Convective cooling of a heated obstacle in a channel. **International Journal of Heat and Mass Transfer,** v. 41, p. 3131-3148, 1998a.

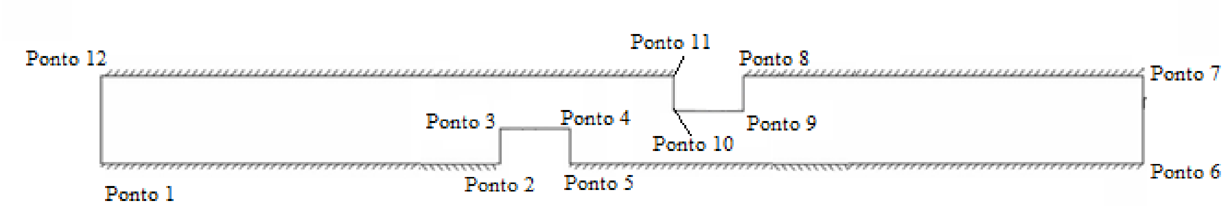
YOUNG, T. J., VAFAI, K. Convective flow and heat transfer in a channel containing multiple heated obstacles. **International Journal of Heat and Mass Transfer,** v. 41, p. 3279-3298, 1998b.

YOUNG, T. J., VAFAI, K. Experimental and Numerical Investigation of Forced Convective Characteristics of Arrays of Channel Mounted Obstacles. **Journal of Heat Transfer.** v. 121, n. 35, 1999.

ZAMFIRESCU, C. E DINCER, I. Thermodynamic performance analysis and optimization of a SOFC-Hþ system. **Thermochim. Acta.** v. 486, p. 32–40, 2009.

ZHOU, S. B., CHEN, L. G., Sun, F. R. Constructal optimization for a solid-gas reactor based on triangular element. Sci. **China, Ser. E:Technol. Sci.** v. 51, p. 1554–1562, 2008.

ANEXO 1 – Código utilizado para a geração de uma malha no GAMBIT®




```
/ Journal File for GAMBIT 2.4.6, Database 2.4.4, ntx86 SP2007051421
/ Identifier "default_id11756"
/ File opened for write Sun Mar 13 09:59:20 2016.
/ Definição das variaveis Geométricas

$fi1 = 0.1
$fi2 = 0.1
#N/D
#N/D
$A1 = 0.0025
$H = 0.05
$L = 0.8
$Le = 0.35
$LA1 = 0.05
$LA2 = 0.05
$A2 = $A1

/ Dimensões das Aletas

/ Aleta 1
$L3 = ($fi1*$A1/$H3dL3)^0.5
$H3 = $H3dL3*$L3

/ Aleta 2
```

```
$L4 = ($fi2*$A1/$H4dL4)^0.5
$H4 = $H4dL4*$L4

/ Coordenadas do Ponto 2
$x2 = $Le + $LA1/2.0 - $L3/2.0
$y2 = 0.0

/ Coordenadas do Ponto 3
$x3 = $x2
$y3 = $H3

/ Coordenadas do Ponto 4
$x4 = $Le + $LA1/2.0 + $L3/2.0
$y4 = $y3

/ Coordenadas do Ponto 5
$x5 = $x4
$y5 = 0.0

/ Coordenadas do Ponto 6
$x6 = $L
$y6 = 0.0

/ Coordenadas do Ponto 7
$x7 = $x6
$y7 = $H

/ Coordenadas do Ponto 8
$x8 = $Le + $LA1 + $LA2/2.0 + $L4/2.0
$y8 = $H

/ Coordenadas do Ponto 9
$x9 = $x8
```

```
$y9 = $H - $H4

/ Coordenadas do Ponto 10
$x10 = $Le + $LA1 + $LA2/2.0 - $L4/2.0
$y10 = $y9

/ Coordenadas do Ponto 11
$x11 = $x10
$y11 = $H

/ Coordenadas do Ponto 12
$x12 = 0.0
$y12 = $H


vertex create "P1" coordinates 0 0 0
vertex create "P2" coordinates $x2 $y2 0
vertex create "P3" coordinates $x3 $y3 0
vertex create "P4" coordinates $x4 $y4 0
vertex create "P5" coordinates $x5 $y5 0
vertex create "P6" coordinates $x6 $y6 0
vertex create "P7" coordinates $x7 $y7 0
vertex create "P8" coordinates $x8 $y8 0
vertex create "P9" coordinates $x9 $y9 0
vertex create "P10" coordinates $x10 $y10 0
vertex create "P11" coordinates $x11 $y11 0
vertex create "P12" coordinates $x12 $y12 0
edge create "L1" straight "P1" "P2"
edge create "L2" straight "P2" "P3"
edge create "L3" straight "P3" "P4"
edge create "L4" straight "P4" "P5"
edge create "L5" straight "P5" "P6"
edge create "L6" straight "P6" "P7"
```

```
edge create "L7" straight "P7" "P8"
edge create "L8" straight "P8" "P9"
edge create "L9" straight "P9" "P10"
edge create "L10" straight "P10" "P11"
edge create "L11" straight "P11" "P12"
edge create "L12" straight "P12" "P1"
face create "F1" wireframe "L1" "L2" "L3" "L4" "L5" "L6" "L7" "L8" "L9" "L10" \
  "L11" "L12" real
face mesh "F1" triangle size 0.0019
physics create "Entrada" btype "VELOCITY_INLET" edge "L12"
physics create "Aleta1" btype "WALL" edge "L2" "L3" "L4"
physics create "Aleta2" btype "WALL" edge "L8" "L9" "L10"
physics create "saida" btype "OUTFLOW" edge "L6"
physics create "fluido" ctype "FLUID" face "F1"

export fluent5 "malha1.msh" nozval
```

ANEXO 2 – Código utilizado para a realização de uma simulação no FLUENT®

```
cx-activate-item "MenuBar*ReadSubMenu*Case & Data..."
cx-set-text-entry "Select File*Text" "teste.cas"
cx-activate-item "Select File*OK"

cx-activate-item "MenuBar*ReadSubMenu*Mesh..."
cx-set-toggle-button "Read Mesh
Options*Frame1(Options)*Table1(Options)*ToggleBox1*Replace mesh(Continue…)"
cx-activate-item "Read Mesh Options*Frame1(Options)*Table1(Options)*ToggleBox1*Replace
mesh"
cx-activate-item "Read Mesh Options*PanelButtons*PushButton1(OK)"

cx-set-text-entry "Select File*Text" "malha1.msh"
cx-activate-item "Select File*OK"
cx-set-list-tree-selections "NavigationPane*List_Tree1" (list "Solution|Solution Initialization")
cx-activate-item "Solution Initialization*Frame1*Table1*ButtonBox8*PushButton1(Initialize)"
cx-set-list-tree-selections "NavigationPane*List_Tree1" (list "Solution|Run Calculation")
cx-activate-item "Run Calculation*Frame1*Table1*PushButton21(Calculate)"
cx-activate-item "Information*OK"
cx-set-list-tree-selections "NavigationPane*List_Tree1" (list "Results|Reports|Fluxes")
cx-set-list-tree-selections "NavigationPane*List_Tree1" (list "Results|Reports|Fluxes")
cx-activate-item "NavigationPane*List_Tree1"
cx-set-toggle-button "Flux Reports*Frame1*Table1*Frame1(Options)*ToggleBox1(Options)*Total
Heat Transfer Rate"
cx-activate-item "Flux Reports*Frame1*Table1*Frame1(Options)*ToggleBox1(Options)*Total
Heat Transfer Rate"
cx-set-list-selections "Flux Reports*Frame2*List2(Boundaries)" '( 0)
cx-activate-item "Flux Reports*Frame2*List2(Boundaries)"
cx-set-list-selections "Flux Reports*Frame2*List2(Boundaries)" '( 0 1)
cx-activate-item "Flux Reports*Frame2*List2(Boundaries)"
cx-activate-item "Flux Reports*PanelButtons*PushButton1(Write)"
cx-set-text-entry "Select File*FilterText" "c:\users\bruno\desktop\0,2-0,2\q\*"
cx-activate-item "Select File*Apply"
cx-set-text-entry "Select File*Text" "q1.txt"
cx-activate-item "Select File*OK"
cx-activate-item "Flux Reports*PanelButtons*PushButton2(Cancel)"
cx-set-list-tree-selections "NavigationPane*List_Tree1" (list "Results|Reports|Surface Integrals")
cx-set-list-tree-selections "NavigationPane*List_Tree1" (list "Results|Reports|Surface Integrals")
cx-activate-item "NavigationPane*List_Tree1"
cx-set-list-selections "Surface Integrals*Frame1*DropDownList1(Report Type)" '( 5)
cx-activate-item "Select File*OK"
cx-set-list-selections "Surface Integrals*Frame2*Table2*DropDownList2" '( 4)
cx-activate-item "Surface Integrals*Frame2*Table2*DropDownList2"
cx-activate-item "Surface Integrals*PanelButtons*PushButton1(Write)"
cx-set-text-entry "Select File*FilterText" "c:\users\bruno\desktop\0,2-0,2\tp\*"
```

```
cx-activate-item "Select File*Apply"
cx-set-text-entry "Select File*Text" "tp1.txt"
cx-activate-item "Select File*OK"
cx-activate-item "Surface Integrals*PanelButtons*PushButton2(Cancel)"
cx-activate-item "MenuBar*WriteSubMenu*Case & Data..."
cx-set-text-entry "Select File*FilterText" "c:\users\bruno\desktop\0,2-0,2\casesdatas\*"
cx-activate-item "Select File*Apply"
cx-set-text-entry "Select File*Text" "malha1.cas"
cx-activate-item "Select File*OK"
```

ANEXO 3 – Código utilizado para a compilação dos resultados no editor de planilhas eletrônico

```
Sub CombineTextFiles()
    Dim FilesToOpen
    Dim x As Integer
    Dim wkbAll As Workbook
    Dim wkbTemp As Workbook
    Dim sDelimiter As String

    On Error GoTo ErrHandler
    Application.ScreenUpdating = False

    sDelimiter = "|"

    FilesToOpen = Application.GetOpenFilename _
      (FileFilter:="Text Files (*.txt), *.txt", _
      MultiSelect:=True, Title:="Text Files to Open")

    If TypeName(FilesToOpen) = "Boolean" Then
        MsgBox "No Files were selected"
        GoTo ExitHandler
    End If

    x = 1
    Set wkbTemp = Workbooks.Open(FileName:=FilesToOpen(x))
    wkbTemp.Sheets(1).Copy
    Set wkbAll = ActiveWorkbook
    wkbTemp.Close (False)
    wkbAll.Worksheets(x).Columns("A:A").TextToColumns _
      Destination:=Range("A1"), DataType:=xlDelimited, _
      TextQualifier:=xlDoubleQuote, _
      ConsecutiveDelimiter:=False, _
      Tab:=False, Semicolon:=False, _
      Comma:=False, Space:=False, _
      Other:=True, OtherChar:="|"
    x = x + 1

    While x <= UBound(FilesToOpen)
        Set wkbTemp = Workbooks.Open(FileName:=FilesToOpen(x))
        With wkbAll
            wkbTemp.Sheets(1).Move After:=.Sheets(.Sheets.Count)
            .Worksheets(x).Columns("A:A").TextToColumns _
              Destination:=Range("A1"), DataType:=xlDelimited, _
              TextQualifier:=xlDoubleQuote, _
              ConsecutiveDelimiter:=False, _
              Tab:=False, Semicolon:=False, _
```

```
            Comma:=False, Space:=False, _
            Other:=True, OtherChar:=sDelimiter
        End With
        x = x + 1
    Wend

ExitHandler:
    Application.ScreenUpdating = True
    Set wkbAll = Nothing
    Set wkbTemp = Nothing
    Exit Sub

ErrHandler:
    MsgBox Err.Description
    Resume ExitHandler
End Sub
```