

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

ESTUDO PARAMÉTRICO DE CAVIDADES DE RESFRIAMENTO COM BASE NA TEORIA
CONSTRUTAL

Por

Rudi da Silva Moreira

Dissertação para Obtenção do Título de
Mestre em Modelagem Computacional

Rio Grande, agosto de 2021.

ESTUDO PARAMÉTRICO DE CAVIDADES DE RESFRIAMENTO COM BASE NA TEORIA
CONSTRUTAL

Por

Rudi da Silva Moreira

Engenheiro de Controle e Automação

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

Área de concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Jeferson Avila Souza

PPGMC (FURG)

Coorientador: Emanuel da Silva Diaz Estrada

PPGMC (FURG)

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Liércio André Isoldi

FURG

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha

UFRGS

Prof. Dr. Emanuel da Silva Diaz Estrada

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional

Rio Grande, agosto de 2021.

Rudi da Silva Moreira

**“ESTUDO PARAMÉTRICO DE CAVIDADES DE RESFRIAMENTO COM BASE NA
TEORIA CONSTRUTAL”**

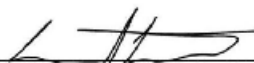
Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional da Universidade Federal do Rio Grande - FURG, como requisito parcial para obtenção do Grau de Mestre. Área de concentração: Modelagem Computacional.

Aprovado em:

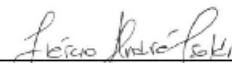
BANCA EXAMINADORA



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



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



Prof. Dr. Liércio André Isoldi (FURG)



Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha (UFRGS)

Rio Grande – RS
2021

Ficha Catalográfica

M838e Moreira, Rudi da Silva.

Estudo paramétrico de cavidades de resfriamento com base na Teoria Construtal / Rudi da Silva Moreira. – 2021.
123 f.

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

Orientador: Dr. Jeferson Avila Souza.

Coorientador: Dr. Emanuel da Silva Diaz Estrada.

1. Cavidades de Resfriamento 2. *OpenFOAM* 3. Otimização Geométrica 4. Transferência de Calor 5. Teoria Construtal I. Souza, Jeferson Avila II. Estrada, Emanuel da Silva Diaz III. Título.

CDU 004

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

AGRADECIMENTOS

Por tudo que se passou nessa nova etapa da minha vida, meus sinceros cumprimentos às pessoas que foram fundamentais na realização desse trabalho.

À minha família que estiveram sempre junto comigo, em especial a minha esposa Ana Cristina por todo o apoio, incentivo e compreensão nos momentos de dificuldades.

Aos meus pais, Guaíba (in memória) e especialmente à minha mãe Maria, por todo o esforço referente a educação dos filhos.

Aos colegas de sala de aula pelo companheirismo e troca de conhecimentos.

Aos colegas de laboratório pelos ensinamentos e colaboração nos momentos de dificuldades.

Ao meu orientador Prof. Dr. Jeferson, um especial agradecimento, por todo o suporte para a realização deste trabalho. Pela sua disponibilidade sempre que solicitado sem medir esforços. E pelo curso de OpenFOAM ministrado durante o período letivo.

À Universidade Federal do Rio Grande (FURG), por disponibilizar toda a sua estrutura, ou seja, educação (aprendizado), segurança, refeitórios entre outros.

À CAPES, que foi fundamental pela realização deste sonho, sem o auxílio financeiro dificilmente seria possível.

RESUMO

Com base na Teoria Construtal, a presente pesquisa concentra-se no problema de minimização da temperatura máxima de corpos sólidos com formato retangular e geração interna de calor, i.e., maximização da taxa de transferência de calor que deixa o corpo. Dois casos serão estudados: cavidade isotérmica com fonte de calor transiente e cavidade convectiva com coeficiente de troca térmica calculado numericamente. Com a aplicação do Design Construtal as geometrias têm o mesmo formato (I), sendo que para o caso isotérmico e convectivo, a área ($A = 1$) do domínio (bidimensional) e o volume ($V = 0,001$) do domínio (tridimensional), respectivamente, são mantidos fixos enquanto as dimensões da cavidade, largura (L_0) e altura (H_0) são variadas. A otimização da cavidade dá-se pelo método de busca exaustiva (BE). Este processo consiste em determinar a melhor relação entre as dimensões da largura e altura da cavidade para determinada fração de área ocupada para que o fluxo de calor através das paredes seja maximizado. O indicador de desempenho é a resistência térmica global, que deve ser minimizada. O software GMSH foi utilizado para a geração da geometria e discretização do domínio computacional. Para a etapa de processamento, que consiste em resolver numericamente o modelo matemático de forma dimensional, foram utilizados os solucionadores (*solvers*) *laplacianFoam* para o caso isotérmico (transiente) e o *chtMultiRegionFoam* para o caso convectivo que são parte integrante do software OpenFOAM. A discretização das equações de transporte é feita com o Método dos Volumes Finitos (MVF). De acordo com a Teoria Construtal a configuração geométrica da cavidade é o fator principal para a minimização da resistência térmica global do sistema. Os estudos realizados mostram que para o caso da cavidade isotérmica a melhor forma geométrica da cavidade, aquela que minimiza a temperatura máxima, ocorre na quase total intrusão da cavidade no interior do sólido. No caso da cavidade convectiva, a configuração geométrica da cavidade dependente do coeficiente de transferência de calor que melhor minimiza a temperatura máxima ocorre para o maior número de Reynolds (1000) e razão de altura por largura do domínio ($H/L = 10$).

Palavras-chaves: Cavidades de resfriamento. OpenFOAM. Otimização geométrica. Transferência de calor. Teoria Construtal.

ABSTRACT

Based on the Constructal Theory, present research focuses on the problem of minimizing the maximum temperature of solid bodies with a rectangular shape and internal heat generation, i. e., maximizing the rate of heat transfer leaving the body. Two cases will be studied: isothermal cavity with transient heat source and convective cavity with numerically calculated thermal exchange coefficient. With the application of Constructal Design the geometries have the same shape (I), for the isothermal and convective case, the area ($A = 1$) of the domain (two-dimensional) and the volume ($V = 0,001$) of the domain (three-dimensional), respectively, are kept fixed while the cavity dimensions, width (L_0) and height (H_0) are varied. The optimization of the cavity occurs with the exhaustive search method (BE). This process consists of determining the best relation between the dimensions of the width and height of the cavity for a given fraction of occupied area so that the heat flow through the walls is maximized. The performance indicator is the global thermal resistance, which must be minimized. The GMSH software was used to generate the geometry and discretization of the computational domain. For the processing step, which consists of numerically solving the mathematical model dimensionally, the *laplacianFoam solver* was used for the isothermal case and *chtMultiRegionFoam solver* was used for the convective case, which are both part of the OpenFOAM software. The transport equations are discretized using the Finite Volume Method (FVM). According to the Constructal Theory, the geometric configuration of the cavity is the main factor in minimizing the global thermal resistance of the system. The studies performed show that for the case of the isothermal cavity, the best geometric shape of the cavity, the one that minimizes the maximum temperature, occurs in the almost total intrusion of the cavity into the solid. For the convective case, optimized cavity geometry depends on the heat transfer coefficient that minimizes the global thermal resistance, which occurs for highest Reynolds (1000) and the height to width domain ration ($H/L = 10$).

Keywords: Cooling of cavities. OpenFOAM. Geometry optimization. Heat transfer. Constructal Theory.

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO	20
1.1. Motivação.....	22
1.2. Objetivos	24
1.2.1. Objetivos Específicos	24
1.3. Organização do Trabalho	25
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	26
2.1. Teoria Construtal e sua aplicação.....	26
2.2. Aplicação da Teoria Constructal em problemas de engenharia e outras áreas da ciência.....	28
2.3. Otimização de cavidades isotérmicas	30
2.4. Otimização de cavidades convectivas.....	38
2.5. Otimização de cavidades isotérmicas e convectivas.....	43
2.6. Estudo do escoamento.....	47
3. FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS	51
3.1. GMSH	51
3.1.1 Criação da geometria.....	51
3.1.2. Geração de malhas.....	52
3.1.3. Processo de geração da geometria	52
3.2. Modelagem computacional	53
3.2.1 OpenFOAM	53
Pré-processamento.....	53
Resolução numérica.....	54
Pós-Processamento	54
Estrutura de simulação no OpenFOAM	55
3.2.2 Método dos volumes finitos	56
3.2.3 Solvers	57
laplacianFoam.....	57
chtMultiRegionFoam.....	57
3.2.4. Algoritmos e parâmetros numéricos utilizados nas simulações	59
3.3. Análise paramétrica.....	62
4. METODOLOGIA	64
4.1. Cavidade isotérmica 2D	64
4.2. Cavidade convectiva 2D	67

4.3. Cavidade convectiva 3D	68
5. RESULTADOS	73
5.1. Verificação do modelo computacional para a cavidade isotérmica 2D.....	73
5.2. Verificação do modelo computacional para a cavidade convectiva 2D.....	75
5.3. Resultados para a cavidade isotérmica 2D.....	77
5.4. Resultados para a cavidade convectiva 3D	81
5.5. Cálculo do coeficiente de transferência de calor	95
5.6. Resultados para cavidade convectiva 2D.....	100
6. CONCLUSÕES	106
6.1. Conclusões para a cavidade isotérmica.....	106
6.2. Conclusões para a cavidade convectiva 3D	106
6.3 Proposta para trabalhos futuros.....	107
7. REFERÊNCIAS.....	108
Apêndice 1 – Código utilizado para geração de uma da malha da cavidade isotérmica no software GMSH	116
Apêndice 2 – Código utilizado para geração de uma da malha da cavidade convectiva 3D no software GMSH	119
Apêndice 3 – Descrição dos dados de entrada necessários para o caso convectivo 3D	123

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Sistemas interligados – diagrama da automação (Fonte: CAECA, 2014).	22
Figura 1.2 - Sistemas interligados – indústria 4.0 (Fonte: Altus, 2019).	23
Figura 2.1 - Lei Construtal - Tendência natural dos designs (Fonte: Bejan, Almogbel, 2000).	27
Figura 2.2 - Sistemas de fluxos/escoamentos que envolvem correntes e deslocam de um ponto para uma área ou vice-versa: (a) fluxo/escoamento de água através da árvore; (b) formação do cristal de gelo; (c) descarga elétrica; (d) fluxo/escoamento de água em uma bacia hidrográfica; (e) fluxo/escoamento de ar nos pulmões; (f) estradas de uma cidade (Fonte: Bejan e Lorente, 2006)...	28
Figura 2.3 - Cavidade isotérmica em forma de I com intrusão lateral (Fonte: Biserni et al., 2004)..	31
Figura 2.4 - Cavidade em formato de I com intrusão em um sólido trapezoidal (Fonte: Rocha et al., 2005).	32
Figura 2.5 - Cavidade isotérmica em forma de T (Fonte: Lorenzini et al., 2011).	33
Figura 2.6 - Cavidade isotérmica em formato de H (Fonte: Biserni et al., 2007).....	34
Figura 2.7 - Cavidade isotérmica em formato de Y (Fonte: Lorenzini et al., 2011).....	34
Figura 2.8 - Cavidade isotérmica em formato de X (Fonte: Lorenzini et al., 2014).....	35
Figura 2.9 - Aletas em forma de T-Y (Fonte: Lorenzini et al., 2009).....	36
Figura 2.10 - Domínio de geração de calor com cavidade e aletas em forma de T (Fonte: Cetin, Cetkin, 2017).	37
Figura 2.11 - Cavidade isotérmica em forma de duplo T (Fonte: Gonzales et al., 2021).....	37
Figura 2.12 - Cavidade Convectiva em forma de I (Fonte: Rocha et al., 2010).	39
Figura 2.13 - Cavidades convectivas retangulares inseridas em um sólido cilíndrico (Fonte: Estrada et al., 2015).....	40
Figura 2.14 - Cavidade convectiva em forma de T (Fonte: Lorenzini et al., 2013).....	41
Figura 2.15 - Cavidade convectiva em formato de Y com intrusão em um sólido com geração de calor uniforme (Fonte: Lorenzini et al., 2014).....	42
Figura 2.16 - (a) Cavidades retangulares com ramos inseridos em um corpo sólido cilíndrico, (b) perfil bidimensional (Fonte: Estrada et al., 2020).....	43
Figura 2.17 - Cavidade aletada em forma de E (Fonte: Razera et al., 2019).	44
Figura 2.18 - Cavidade em forma de árvore (Fonte: Hajmohammadi, 2018).....	45
Figura 2.19 - Cavidade em forma de ψ (Fonte: Hajmohammadi, 2017).	46
Figura 2.20 - Aletas invertidas de forma ondulada (Fonte: Huang, Tung, 2019).	47
Figura 2.21 – Cavidade trapezoidal (Fonte: Wubshet, Mohammed, 2021).....	48

Figura 2.22 - Domínio do fluxo da cavidade dirigida pela tampa com duas aletas retangulares inseridas (Fonte: Rodrigues et al., 2020).	49
Figura 2.23 - Esquema do domínio e da geometria do sistema (Fonte: Ait Haj Said et al., 2021)..	50
Figura 3.1 - Estrutura da biblioteca do OpenFOAM (Fonte: Adaptado de Christopher et al., 2016).	55
Figura 3.2 - Estrutura para simulação no OpenFOAM (Fonte: Adaptado de OpenFOAM-The Open Source CFD ToolBox-User Guide, 2008).....	55
Figura 3.3 - Fluxograma das etapas do <i>solver chtMultiRegionFoam</i> (Fonte: Adaptado de Ferreira, 2015).	58
Figura 3.4 - Fluxograma do algoritmo PIMPLE (Fonte: Adaptado de Versteeg e Malalasekera, 2007).	60
Figura 4.1 - Cavidade isotérmica em forma de I.....	64
Figura 4.2 - Cavidade convectiva 2D.....	67
Figura 4.3 - Cavidade convectiva 3D.....	69
Figura 5.1 - Minimização da resistência térmica global para diferentes valores de Φ em função de L_0/H_0 (cavidade isotérmica).	75
Figura 5.2 - Minimização da resistência térmica global para diferentes valores de Φ em função de L_0/H_0 (cavidade convectiva 2D).....	77
Figura 5.3 - Diagrama representativo da avaliação da cavidade isotérmica 2D.....	78
Figura 5.4 - Termo fonte para a solução transiente ($B = 0$).	79
Figura 5.5 - Comparação dos resultados para os regimes permanente e transiente.....	81
Figura 5.6 - Diagrama representativo da avaliação da cavidade convectiva 3D para a fração de domínio $H/L = 1$	82
Figura 5.7 - Diagrama representativo da avaliação da cavidade convectiva 3D para a fração de domínio $H/L = 5$	83
Figura 5.8 - Diagrama representativo da avaliação da cavidade convectiva 3D para a fração de domínio $H/L = 10$	84
Figura 5.9 - Simulação - cavidade convectiva 3D: (a) campos de temperatura, (b) campos de velocidade, (c) campos de pressão.....	85
Figura 5.10 - Simulação - cavidade convectiva 3D com cortes no plano xoy: (a) campos de temperatura, (b) campos de velocidade, (c) campos de pressão.	85
Figura 5.11 - Simulação - cavidade convectiva 3D com cortes no plano yoz: (a) campos de temperatura, (b) campos de velocidade, (c) campos de pressão.	85

Figura 5.12 - Minimização da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 para vários valores de Φ com $Re = 1000$.	86
Figura 5.13 - Minimização da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 para vários valores de Φ com $Re = 400$.	86
Figura 5.14 - Minimização da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 para vários valores de Φ com $Re = 100$.	87
Figura 5.15 - Configurações geométricas para $H/L = 1$: (a) $Re = 1000$ - melhor geometria $\Phi = 0,9$; $L_0/H_0 = 0,94$, (b) $Re = 100$ - pior geometria $\Phi = 0,1$; $L_0/H_0 = 2$.	87
Figura 5.16 - Minimização da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 para vários valores de Φ com $Re = 1000$.	88
Figura 5.17 - Minimização da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 para vários valores de Φ com $Re = 400$.	88
Figura 5.18 - Minimização da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 para vários valores de Φ com $Re = 100$.	89
Figura 5.19 - Configurações geométricas para $H/L = 5$: (a) $Re = 1000$ - melhor geometria $\Phi = 0,9$; $L_0/H_0 = 0,185$, (b) $Re = 100$ - pior geometria $\Phi = 0,1$; $L_0/H_0 = 0,3$.	89
Figura 5.20 - Minimização da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 para vários valores de Φ com $Re = 1000$.	90
Figura 5.21 - Minimização da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 para vários valores de Φ com $Re = 400$.	90
Figura 5.22 - Minimização da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 para vários valores de Φ com $Re = 100$.	91
Figura 5.23 - Configurações geométricas para $H/L = 10$: (a) $Re = 1000$ - melhor geometria $\Phi = 0,9$; $L_0/H_0 = 0,091$, (b) $Re = 100$ - pior geometria $\Phi = 0,1$; $L_0/H_0 = 0,3$.	91
Figura 5.24 - O comportamento da resistência térmica global adimensional minimizada em função da fração de volume Φ .	92
Figura 5.25 - O comportamento da resistência térmica global adimensional minimizada em função da fração de volume Φ .	92
Figura 5.26 - O comportamento da resistência térmica global adimensional minimizada em função da fração de volume Φ .	93
Figura 5.27 - O comportamento das formas ótimas para os diferentes números de Reynolds e domínio.	93

Figura 5.28 - O comportamento da temperatura máxima adimensional minimizada em função das dimensões do domínio.	94
Figura 5.29 - O comportamento da temperatura máxima adimensional minimizada em função das dimensões do domínio.	94
Figura 5.30 - O comportamento da temperatura máxima adimensional minimizada em função das dimensões do domínio.	95
Figura 5.31 - O valor de h em função da fração L_0/H_0 para $H/L = 1$, $Re = 1000$ com vários valores de Φ	96
Figura 5.32 - O valor de h em função da fração L_0/H_0 para $H/L = 1$, $Re = 400$ com vários valores de Φ	96
Figura 5.33 - O valor de h em função da fração L_0/H_0 para $H/L = 1$, $Re = 100$ com vários valores de Φ	97
Figura 5.34 - O valor de h em função da fração L_0/H_0 para $H/L = 5$, $Re = 1000$ com vários valores de Φ	97
Figura 5.35 - O valor de h em função da fração L_0/H_0 para $H/L = 5$, $Re = 400$ com vários valores de Φ	98
Figura 5.36 - O valor de h em função da fração L_0/H_0 para $H/L = 5$, $Re = 100$ com vários valores de Φ	98
Figura 5.37 - O valor de h em função da fração L_0/H_0 para $H/L = 10$, $Re = 1000$ com vários valores de Φ	99
Figura 5.38 - O valor de h em função da fração L_0/H_0 para $H/L = 10$, $Re = 400$ com vários valores de Φ	99
Figura 5.39 - O valor de h em função da fração L_0/H_0 para $H/L = 10$, $Re = 100$ com vários valores de Φ	100
Figura 5.40 - Comparação da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 entre os casos sem fluido (2D) e com fluido (3D) para $H/L = 1$ e $Re = 1000$	101
Figura 5.41 - Comparação da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 entre os casos sem fluido (2D) e com fluido (3D) para $H/L = 1$ e $Re = 400$	101
Figura 5.42 - Comparação da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 entre os casos sem fluido (2D) e com fluido (3D) para $H/L = 1$ e $Re = 100$	102
Figura 5.43 - Comparação da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 entre os casos sem fluido (2D) e com fluido (3D) para $H/L = 5$ e $Re = 1000$	102
Figura 5.44 - Comparação da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 entre os casos sem fluido (2D) e com fluido (3D) para $H/L = 5$ e $Re = 400$	103

Figura 5.45 - Comparação da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 entre os casos sem fluido (2D) e com fluido (3D) para $H/L = 5$ e $Re = 100$.	103
Figura 5.46 - Comparação da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 entre os casos sem fluido (2D) e com fluido (3D) para $H/L = 10$ e $Re = 1000$.	104
Figura 5.47 - Comparação da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 entre os casos sem fluido (2D) e com fluido (3D) para $H/L = 10$ e $Re = 400$.	104
Figura 5.48 - Comparação da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 entre os casos sem fluido (2D) e com fluido (3D) para $H/L = 10$ e $Re = 100$.	105

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Parâmetros de controle para solução da cavidade isotérmica.....	61
Tabela 3.2 - Parâmetros de controle para solução da cavidade convectiva 2D.	61
Tabela 3.3 - Parâmetros de controle para solução da cavidade convectiva 3D.	62
Tabela 5.1 - Teste de independência de malha: ($\Phi = 0,9$ e $(L_0/H_0)_o = 0,94$).	73
Tabela 5.2 - Verificação da solução numérica com outros softwares.....	74
Tabela 5.3 - Teste de independência de malha: ($\Phi = 0,9$ e $(L_0/H_0)_o = 0,11$).	75
Tabela 5.4 - Verificação da solução numérica.	76
Tabela 5.5 - Otimização da cavidade em I. Valores ótimos de $T_{\max}$ para diferentes valores de Φ	78
Tabela 5.6 - As $T_{\max}$ para $\Phi = 0,9$ com fontes de calor permanente e variável.	80

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área total, área [m ²]
$\bar{A}$	Amplitude constante [m]
A_r	Área ocupada por pares de ramos da cavidade [m ²]
A_t	Área retangular do tronco da cavidade [m ²]
A_{tt}	Área de troca térmica na cavidade [m ²]
B	Constante adimensional
B_0	Força do campo magnético [N]
c	Calor específico [J/kg K]
D	Comprimento do braço [m]
D_h	Diâmetro hidráulico [m]
DP	Diferença percentual
f	Frequência [s ⁻¹]
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
H	Altura do corpo sólido [m]
$\bar{H}$	Altura do domínio e da aleta [m]
Ha	Número de Hartmann
H_e	Altura da base [m]
$h, \bar{h}$	Coeficiente de transferência de calor [W/m ² K]
I	Valor máximo para geração de calor [W]
k	Condutividade térmica [W/m K]
L	Largura do corpo sólido [m], comprimento [m]
$\bar{L}$	Comprimento do domínio e da aleta [m]
m	Amplitude da temperatura senoidal
N	Número de ramos, número de aleta ou cavidade
n	Direção normal à superfície
n_0	Velocidade da tampa
p	Pressão [Pa]
Pr	Número de Prandtl [$Pr = \frac{\mu c_f}{K_f}$]
q''	Fluxo de calor [W/m ²]
q_t^0	Taxa de geração de calor [W]
$q_t^{0'}$	Taxa de transferência de calor [W]

q_t'''	Taxa volumétrica de geração de calor [W/m ³]
R	Raio [m]
r	Comprimento da seção da raiz [m]
Re	Número de Reynolds [$Re = \frac{\rho_f U_\infty D_h}{\mu}$]
Ri	Número de Richardson
S	Posição dos ramos bifurcados inferiores na base da cavidade
T	Temperatura [K], espessura [m]
t	Tempo [s], espessura [m]
U	Velocidade [m/s]
u, v, w	Componentes Cartesianas do vetor velocidade [m/s]
V	Volume total [m ³]
W	Espessura do corpo sólido [m], haste principal [m]
$\bar{W}$	Largura da aleta [m]
x, y, z	Coordenadas Cartesianas [m]

Símbolos Gregos

Φ	Fração de área ocupada pela cavidade, fração de volume ocupado pela cavidade, fração de área ocupada pelo tronco da cavidade
ψ	Fração de área ocupada pelos pares de ramos
ρ	Massa específica [kg/m ³]
μ	Viscosidade dinâmica [Pa.s]
λ	Parâmetro adimensional (fluxo de calor convectivo) [$\lambda = \frac{hA^{1/2}}{k}$]
τ	Tempo adimensional [$\tau = \frac{kt}{\rho c A}$]
Ω	Frequência adimensional [$\Omega = f \frac{\rho c A}{k}$]

Super Índices e Sub Índices

α	Ângulo [radianos]
b	Parte em forma de base da cavidade, ramos da cavidade
c, cv	Cavidade, cilindro
f	Fluido, material da aleta
i	Anel interno

j	Referido ao tamanho de malha atual
∞	Prescrito, infinito
$\sim, *$	Condição adimensional
max	Máximo
min	Uma vez minimizada
2min	Duas vezes minimizada
o	Ótimo ou uma vez otimizado, anel externo
r	Parte em forma de anel da cavidade, distância entre a base da cavidade e a parede [m]
s	Sólido, parte da haste da cavidade, ângulo do setor
t	Aleta

LISTA DE ABREVIATURAS

AS	<i>Simulated Annealing</i>
BE	Busca Exaustiva
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
EDP	Equações Diferenciais Parciais
GL	Grau(s) de Liberdade
GUI	Interface Gráfica do Usuário
MEF	Método de Elementos Finitos
MVF	Método dos Volumes Finitos
OpenFOAM	<i>Open Field Operation and Manipulation</i>
PISO	<i>Pressure-Implicit with Splitting of Operators</i>
SIMPLE	<i>Semi IMPLICIT Linked Equations</i>

1. INTRODUÇÃO

A Teoria Construtal proporciona interpretações baseadas na evolução da forma em escoamentos observados na natureza. De acordo com a literatura, a Teoria Construtal prevê-se a forma e a estrutura de sistemas de fluxo físico (Bejan; Lorente, 2013, Bejan, 2017, Bejan; Errera, 2017, Bejan et al., 2017). Esta teoria tem a visão de que a configuração de um sistema com fluxo/escoamento é determinada por um fenômeno físico com base em um princípio, a Lei Construtal (Bejan, 1997, Bejan, 2000, Bejan; Lorente 2008a). De acordo com a Lei Construtal, para um sistema de fluxo/escoamento de volume fixo persistir no tempo (sobreviver), sua configuração e estruturas devem evoluir de forma determinística, a fim de facilitar o acesso às correntes em sistemas animados e inanimados que fluem/escoem através dele (Bejan, 1997). Essa lei também tem sido fundamental para esclarecer o processo de auto-organização na natureza (Bejan; Lorente, 2008c), bem como na observação da formação do clima e na circulação dos indivíduos (Reis; Bejan, 2006).

Através do conhecimento da Teoria Construtal, é possível aplicá-la em diversas áreas e sistemas naturais, onde as geometrias se modificam a fim de alcançar a minimização da resistência térmica global para suas correntes (Bejan, 2000; Bejan, Lorente, 2008a).

A Lei Construtal do design e evolução (Bejan, 2000), tem sido utilizada para determinar as melhores formas geométricas que facilitam o acesso das correntes em sistemas de fluxo/escoamento de tamanho finito.

Muitos problemas de engenharia da área de transferência de calor são modelados com base neste princípio. Cita-se como exemplo abordado na literatura a otimização de estruturas sólidas com geração de calor e a existência de trabalhos com a utilização de aletas e caminhos de alta condutividade. Uma atenção maior tem sido dada ao estudo de arranjos destas estruturas devido ao seu importante desempenho na transferência de calor em diversas aplicações de engenharia como trocadores de calor, motores de combustão interna e motores elétricos, bem como condutores térmicos (Aziz, 1992, Kraus, 1999, Biserni et al., 2004, Rocha et al., 2005, Bhanja; Kundu, 2011, Le Roux et al., 2011). A região formada por duas aletas adjacentes, conhecida como cavidade aberta, bem como a otimização da geometria de uma aleta e seus interstícios, têm sido um importante tópico de estudo. Neste sentido, o design construtal é aplicado em estudo de cavidades, aletas invertidas ou negativas (Biserni et al., 2004).

As arquiteturas vasculares de fluxo/escoamento em forma de árvore, servem como base para a evolução de animais (Reis, 2006, Bejan; Lorente, 2010), e bacias de rios (Bejan; Lorente, 2008b, Chen, 2012). Este princípio é também usado para desenvolver novos formatos para eletrônicos, células de combustíveis e redes de transporte de pessoal, produtos e informação (Bejan et al., 2000). A aplicação desta lei à física de sistemas de fluxo/escoamento da engenharia é amplamente discutida

na literatura (Beyene; Peffley, 2009, Kang et al., 2010, Kim et al., 2010, 2011, Azad; Amidpour, 2011).

Com o advento de circuitos eletrônicos com maior potência e muito mais compactos, o resfriamento por convecção desses componentes pode não ser tão eficaz em função da necessidade de fluidez do fluido refrigerante. Porém, a melhor maneira de dissipar o calor produzido nesses componentes é por condução (Bejan, 2015, Bejan; Lorente, 2011).

A Lei Construtal é aplicada no Design Construtal para a obtenção de formas geométricas que facilitem o acesso às correntes de fluxo/escoamento. A geometria pode variar livremente de acordo com a variação dos graus de liberdade, sujeitos as restrições expostas pelo problema. A aplicação deste método inclui o resfriamento de sistema de fluxo/escoamento com geração de calor e na avaliação geométrica de cavidades e aletas (Ledesma et al., 1997; Almogbel et al., 1999; Rocha et al., 2002).

De acordo com Rocha et al. (2002), o objetivo da otimização consiste em minimizar a temperatura de todo o sistema, ou seja, os pontos de acesso, independentes do local onde encontram-se localizados.

O foco abrange arranjos de estruturas e formas pela grande importância no desempenho da transferência térmica em áreas de engenharia, como eletrônica, refrigeração, trocadores de calor, motores elétricos e de combustão interna e condutores térmicos (Aziz, 1992, Kraus, 1999, Biserni et al., 2004, Rocha et al., 2005, Bhanja; Kundu, 2011, Le Roux et al., 2011). Outros trabalhos foram aplicados à caminhos de alta condutividade para maximizar a dissipação térmica em componentes eletrônicos, assim como em estruturas com geração interna de calor (Ghodoossi; Egrican, 2004; Hajmohammadi, 2013; Hajmohammadi et al., 2013b, 2013d, 2014a, 2014b).

As pesquisas permitem uma observação que, de modo geral, um sistema de baixa resistência tem um desempenho melhor com o aumento da complexidade da forma. Essa observação é válida quando a geometria apresentar mais graus de liberdade. Nestes casos, a geração de espaços de busca pela geometria ótima de dimensões muito grande inviabiliza a simulação para obter todos os resultados (método chamado de busca exaustiva), a fim de encontrar a forma otimizada. Por isso os estudos da literatura têm restringido a busca exaustiva a poucos graus de liberdade e restrições (Estrada, 2016).

Em problemas de transferência de calor, o pico de temperatura deve ser minimizado em cada ponto de acesso de um sistema de fluxo/escoamento, no qual resulta em um melhor desempenho térmico por meio da otimização da forma e geometria do sistema (Bejan, 2003).

1.1. Motivação

No que tange a engenharia de controle e automação, diante da indústria 4.0 onde máquinas, sistemas e pessoas estão conectados, conforme mostram as Figs. 1.1-1.2, obter um aprendizado a respeito de estruturas geométricas para arrefecimento de sólido com geração interna de calor tem sido o propósito de pesquisadores para se ter um melhor desempenho do sistema. Baseado no alto índice de desenvolvimento tecnológico e industrial, aprimorar o conhecimento técnico em termos de transferência de calor torna-se uma ferramenta essencial na área de engenharia (Rodrigues et al., 2014).

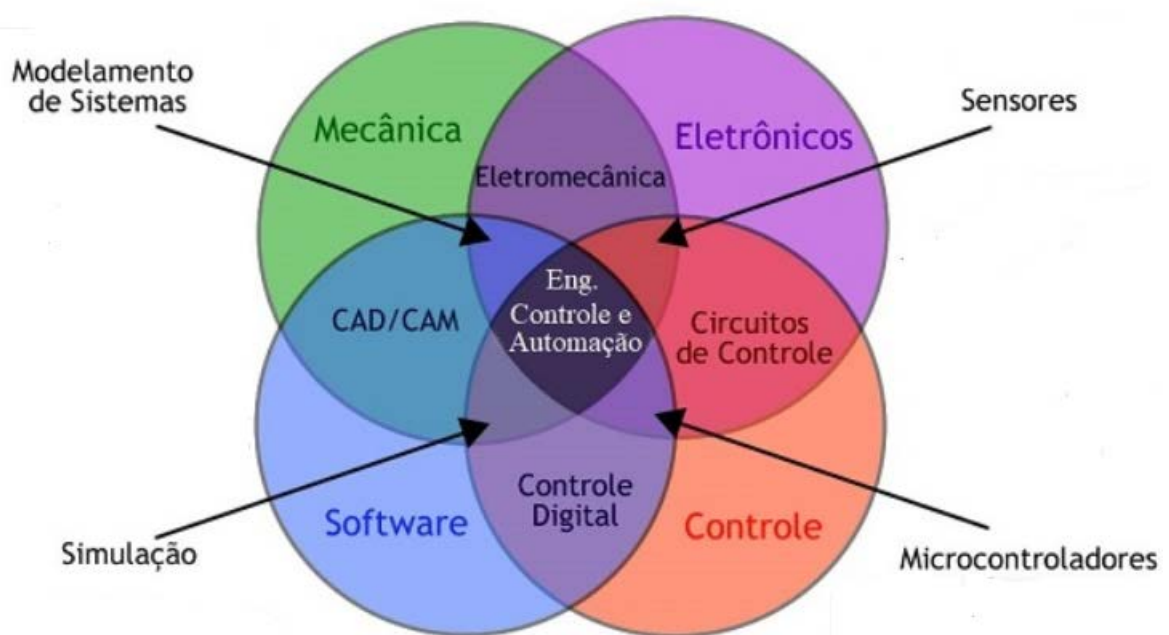


Figura 1.1 - Sistemas interligados – diagrama da automação (Fonte: CAECA, 2014).



Figura 1.2 - Sistemas interligados – indústria 4.0 (Fonte: Altus, 2019).

Com o desenvolvimento industrial em larga escala, componentes cada vez menores têm permitido equipamento de dimensões reduzidas e com alta densidade de chips (Eslami; Jafarpur, 2012; Rizzoni, 2013).

Entretanto, maiores exigências em termos de corrente elétrica e frequência de operação provocam um elevado fluxo de calor nos componentes de modo que o gerenciamento térmico se torna peça fundamental (desafiadora) para profissionais e pesquisadores da área (Huang et al., 2002).

De acordo com Naquiuddin et al. (2018), o crescimento da indústria eletrônica depende da solução do problema de geração de calor e da garantia do bom funcionamento dos dispositivos eletrônicos.

Segundo Bai et al. (2019), o aumento da temperatura de operação, o desempenho operacional e a confiabilidade dos dispositivos eletrônicos diminuem e, a temperatura do dispositivo exceda seu valor máximo permitido, ocorrerá uma falha de operação. Particularmente, as temperaturas muito altas podem ocasionar a queima do componente eletrônico.

Para Rocha et al. (2006), o desenvolvimento de dispositivos eletroeletrônicos em escala reduzida assim como todas as formas e arquiteturas de resfriamento, acabam por diminuir a questão do espaço disponível entre os componentes. Por esse fato, a compactação de dispositivos faz com que

a dissipação térmica por convecção não seja uma opção viável. A remoção de calor gerado em cada pequeno volume do sólido dá-se pela inserção de materiais altamente condutivos com formatos adequados.

Com a necessidade de minimizar os excessos de temperaturas máximas, especificamente em componentes eletroeletrônicos, várias pesquisas buscam desenvolver cavidades (ou canais de condução) aptas a retirar calor, de forma eficiente, de corpos sólidos geradores de calor. Estes estudos normalmente utilizam-se de algoritmos computacionais que analisam a influência dos graus de liberdade (dimensões da peça) sobre os pontos de máxima temperatura (Biserni et al., 2004, Biserni et al., 2007). Diante dessa situação, a investigação pela melhor forma geométrica a fim de aumentar a transferência de calor neste tipo de problema está em crescente desenvolvimento.

1.2. Objetivos

O propósito da pesquisa é otimizar a geometria de uma cavidade em forma de I que minimiza a temperatura máxima de corpos sólidos geradores de calor, isto é, maximizar a transferência de calor entre o sólido e meio externo. Duas análises serão realizadas: geração interna de calor transiente e coeficiente de transferência de calor convectivo dependente da geometria da cavidade e fonte de calor constante.

1.2.1. Objetivos Específicos

Perante o que se espera como resultado satisfatório faz-se necessário os objetivos específicos citados abaixo:

- Validar a construção da cavidade isotérmica (2D) com melhor desempenho com a aplicação da Teoria Construtal através do método de busca exaustiva;
- Desenvolver um modelo com fonte de calor variável no tempo e comparar com o modelo anterior (regime permanente);
- Otimizar uma cavidade isotérmica (2D) com um grau de liberdade, (L_0/H_0), com fonte de calor variável;
- Avaliar a influência da fonte de calor variável;
- Avaliar o efeito de Φ (fração de área ocupada pela cavidade 2D e fração de volume ocupado pela cavidade 3D) e os respectivos graus de liberdade sobre as geometrias ótimas para os modelos 2D e 3D;
- Verificar o modelo convectivo variável (3D);

- Otimizar uma cavidade (3D) com um grau de liberdade, (L_0/H_0) , com o coeficiente de transferência de calor convectivo (h) variável, ou seja, um valor de h pra cada geometria e geração de calor constante;
- Avaliar o efeito de resfriamento da cavidade convectiva (3D) para diferentes condições de escoamento ($Re = 100, 400$ e 1000) e fração de domínio ($H/L = 1, 5$ e 10);
- Avaliar a influência do coeficiente de transferência de calor sobre a geometria da cavidade (3D) ótima;
- Determinar as configurações geométricas que melhor atendam aos objetivos térmicos do problema para a cavidade isotérmica (2D) e convectiva (3D).

1.3. Organização do Trabalho

O trabalho proposto é organizado em sete capítulos, e os mesmos abordam os seguintes temas:

O primeiro capítulo está voltado para a introdução, no qual apresenta-se uma descrição sobre a Teoria Construtal e sua aplicação em problemas de engenharia que envolve transferência de calor. Em continuidade, apresenta-se os elementos de motivação, os objetivos e a organização do trabalho.

No segundo capítulo, desenvolve-se um estudo a respeito de diversos tipos de trabalhos sobre aletas e cavidades existentes na literatura com a aplicação da Teoria Construtal para a solução de problemas térmicos.

O terceiro capítulo aborda as ferramentas computacionais utilizadas na solução do problema, que envolve: o software GMSH para criação da geometria, geração da malha e a discretização do domínio; o modelo computacional que aborda os modelos e métodos numéricos utilizados na solução do problema; os solucionadores (*solvers*) para os casos da cavidade isotérmica e convectiva e na sequência uma abordagem da análise paramétrica.

O quarto capítulo apresenta os modelos matemáticos para os casos estudados (isotérmico e convectivo 2D e 3D).

O quinto capítulo apresenta os resultados do trabalho, que envolvem a verificação do modelo computacional para os casos isotérmico e convectivo 2D e os resultados para a cavidade isotérmica e convectiva 3D. Na sequência os resultados do coeficiente de transferência de calor e da cavidade 2D comparado com o modelo 3D.

O sexto capítulo aborda as conclusões sobre os resultados das simulações dos casos estudados e a proposta para trabalhos futuros.

Por fim, o sétimo capítulo apresenta as referências bibliográficas e os apêndices (1 e 2) onde constam os códigos utilizados para a geração de malha para a cavidade isotérmica e convectiva 3D no software GMSH.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nas últimas décadas, estudos referentes ao resfriamento de componentes eletroeletrônicos, bem como processadores e outras fontes de geração de calor, vêm sendo desenvolvidos.

Os problemas de condução de calor e refrigeração de dispositivos eletrônicos (fontes de calor), motivam a criação de estruturas geométricas a fim de controlar a temperatura, e consequentemente uma otimização no processo de fabricação que resultam em novas miniaturizações (Zhang et al., 2011).

Na sequência é apresentada uma breve revisão da literatura a respeito da Teoria Construtal, no que tange ao que vêm sendo estudado sobre cavidades isotérmicas e cavidades convectivas.

2.1. Teoria Construtal e sua aplicação

O surgimento da Teoria Construtal em 1997, por Adrian Bejan com contribuições na termodinâmica, deu-se pela comprovação de que toda forma de estrutura natural é um fenômeno físico que acontece em qualquer sistema independente do seu tamanho ou forma. Porém, Bejan e Zane (2012), observaram que sistemas de fluxo/escoamento gerados eram similares aos que acontecem na natureza, sendo que um único princípio físico basta para sua concepção, o qual denomina-se Lei Construtal. Esta permite tanto descrever quanto prever a evolução de sistemas de fluxo/escoamento. Assim, o que flui/escoa é definido como um sistema de fluxo/escoamento que evolui no tempo, e tudo que se move encarrega-se de desenvolver formas e estruturas de modo a facilitar o acesso às vias de fluxo/escoamento (Bejan, 2016, Bejan; Zane, 2012). A Teoria Construtal possibilita avaliar e identificar a evolução da forma, de qualquer sistema de fluxo/escoamento como, por exemplo: resfriamento de dispositivos eletrônicos, bacia hidrográfica (sistemas inanimados) e sistema de vasos sanguíneos (Bejan; Zane, 2012). A Lei Construtal afirma que todo sistema finito em movimento e com liberdade para mudar de forma, consegue evoluir no tempo para que sua arquitetura de fluxo/escoamento facilite o acesso às correntes que fluem por intermédio dele (Bejan, 2000, Bejan; Lorente, 2008b, Bejan; Zane, 2012). Como exemplo de emprego deste princípio, cita-se a biofísica, geofísica e sistemas naturais, onde as mudanças em suas geometrias ocorrem a fim de buscar a mínima resistência global para as correntes em seu interior. (Bejan, 2000, Bejan; Lorente, 2008a).

De acordo com a Fig. 2.1, existe uma tendência natural das correntes em criar geometrias de modo a facilitar o seu fluxo/escoamento, passíveis de mudanças na geometria com o passar do tempo (Bejan; Almogbel, 2000).

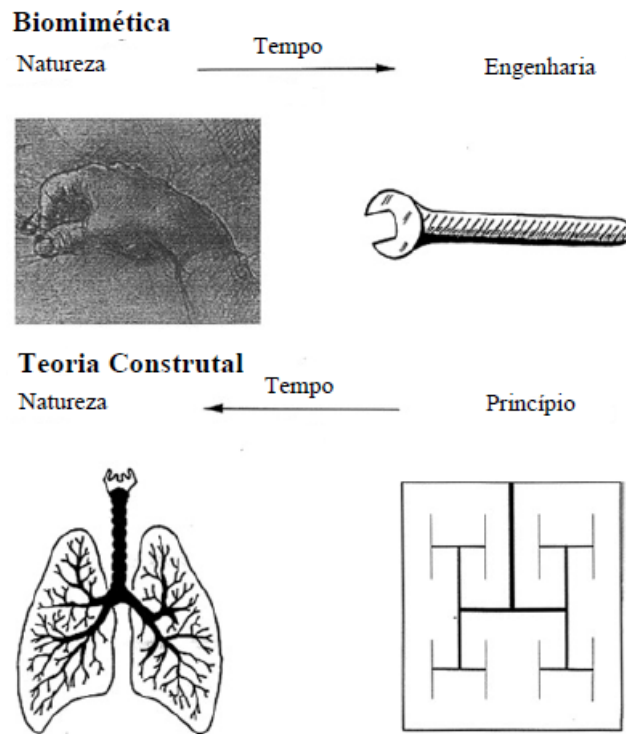


Figura 2.1 - Lei Construtal - Tendência natural dos designs (Fonte: Bejan, Almogbel, 2000).

Em Bejan e Lorente (2008a), é observada a tendência de os rios atingirem o oceano, das veias interligarem-se com o coração e das pessoas deslocando-se para os seus locais de trabalho gastando a menor energia. Assim, todo o sistema em movimento se modifica embora exista uma resistência que não impede o aperfeiçoamento do fluxo/escoamento. Os sistemas de fluxo/escoamento estabelecem suas formas e ritmo apesar de se modificarem naturalmente ao longo do tempo. Essa dinâmica acontece de maneira que haja interação com o meio ao redor, permitindo que os sistemas se desenvolvem ao longo do tempo devido à minimização da resistência ao fluxo/escoamento, de forma a manter o sistema em equilíbrio com seu entorno.

A Figura 2.2, mostra que formas e estruturas da natureza não são criadas por questão de chance e oportunidade, mas sim de forma determinística, devido aos sistemas evoluírem sua forma para prover fluxo/escoamento fácil e eficiente. Diante do exposto, sistemas de fluxo/escoamento em forma de árvore são conectados a um ponto qualquer, ou seja, ligado a uma fonte de tamanho finito, onde o volume pode ser formado por infinitos pontos. Esse é um tipo de sistema que não possui laços, sendo que apenas um caminho interliga o ponto referencial (raiz) com os demais pontos do mesmo volume (Bejan, 2000, Bejan; Lorente, 2002, Bejan; Lorente, 2011, Lorente; Wechsato; Bejan, 2002).

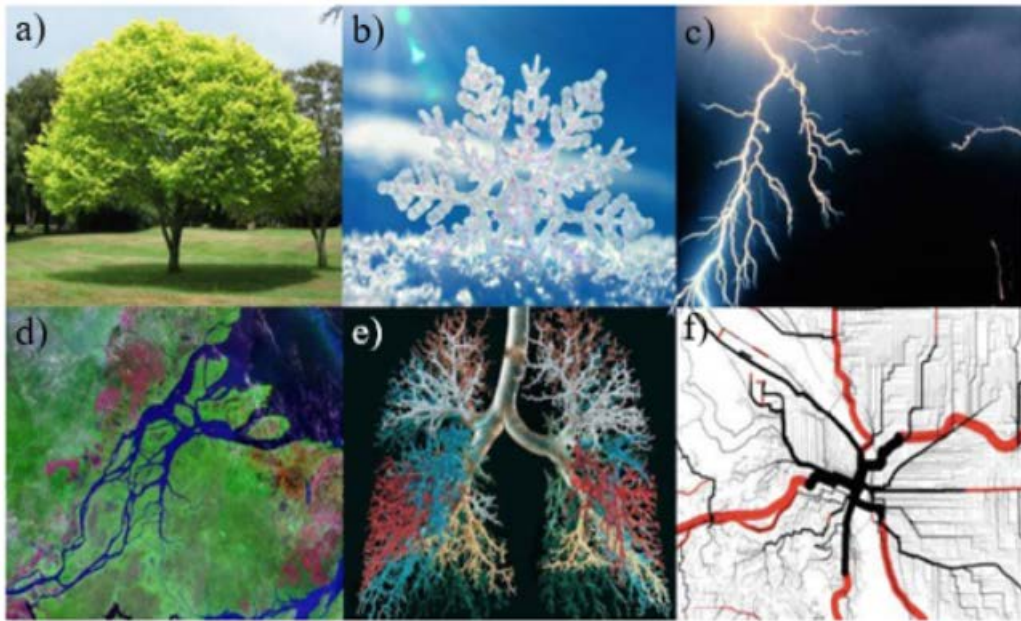


Figura 2.2 - Sistemas de fluxos/escoamentos que envolvem correntes e deslocam de um ponto para uma área ou vice-versa: (a) fluxo/escoamento de água através da árvore; (b) formação do cristal de gelo; (c) descarga elétrica; (d) fluxo/escoamento de água em uma bacia hidrográfica; (e) fluxo/escoamento de ar nos pulmões; (f) estradas de uma cidade (Fonte: Bejan e Lorente, 2006).

A geração de arquiteturas por meio da Teoria Construtal deve-se às condições impostas ao problema, devido à vascularização das estruturas, o posicionamento dos interstícios, a distribuição das imperfeições para os eventos investigados, de forma a gerar a falsa interpretação da ocorrência de maneira randômica (Bejan; Lorente, 2008a, Bejan; Zane, 2012).

Com base nos estudos de Bejan e Lorente (2008a), a Teoria Construtal trata da geração de arquiteturas em sistemas termodinâmicos que geralmente se encontram em desequilíbrio, a partir da existência de fluxo/escoamento, com busca da maximização do acesso ao fluxo/escoamento (fluido, massa, energia, etc).

2.2. Aplicação da Teoria Constructal em problemas de engenharia e outras áreas da ciência

A Teoria Cosntrutal surgiu quando Bejan aplicou as leis da termodinâmica em problemas de transferência de calor. Essa teoria relaciona o design das estruturas naturais (animadas e inanimadas) com um único princípio físico que o governa, o qual denomina-se Lei Construtal. Assim, define-se tudo o que se movimenta é um sistema de escoamento que evolui no tempo e se encarrega de desenvolver formas e estruturas a fim de facilitar o acesso às vias de fluxo/escoamento (Bejan; Zane, 2012).

De acordo com Bejan e Lorente (2008a), para a otimização geométrica de um sistema físico faz-se necessário uma função objetivo (uma quantidade que vai ser otimizada), graus de liberdade (parâmetros geométricos que podem variar durante o processo de otimização) e restrições geométricas do problema ou restrições globais (parâmetros que são mantidos constantes durante o processo de otimização).

A Teoria Construtal é aplicada consideravelmente em economia e ciências sociais. Muitos trabalhos tem sua aplicabilidade em custos de energia solar e de dessalinização (Lorente et al., 2012a), gerenciamento de recursos naturais (Lorente; Bejan, 2010), custos de redes de distribuição de energia elétrica (Morega et al., 2008) e na dinâmica do mercado monetário (Sweo; Pate, 2010). A Teoria Construtal também foi aplicada em ciências militares, onde foram analisadas as relações entre força e vulnerabilidade de formação de linhas de batalha, com o propósito de encontrar uma formação ótima, de forma a maximizar o poder de ataque e o avanço da tropa e a minimização da exposição de flancos vulneráveis a ataques de inimigos (Weinerth, 2010). Na biologia, tem-se aplicação em sistemas com formato de árvore (Bejan, 2005), estudos em relação a voo, mergulho e locomoção de seres vivos (Bejan; Marden, 2006), e no esporte os estudos são voltados para os nadadores e corredores (Charles; Bejan, 2009, Bejan et al., 2010, Lorente et al., 2012b). Na área de engenharia, a aplicação da Teoria Construtal é grande. Os estudos se concentram na transferência de calor e massa e na termodinâmica. A Teoria Construtal é aplicada na determinação de estruturas de trocadores de calor para células de combustíveis (Zamfirescu; Dincer, 2009), estruturas de micro-fluidos (Hart; Da Silva, 2011, Hart et al., 2011), em reatores (Zhou et al., 2008, Cornet, 2010, Tescari et al., 2010), geradores de vapor (Kim et al., 2011, Norouzi; Amidpour, 2012), turbinas a vapor (Kim et al., 2009) e fornos de fundição (Kang et al., 2010). No trabalho de Estrada et al. (2020), foi mostrado uma evolução do estudo de cavidades, que abrangem um elevado conjunto de aplicações em problemas de transferência de calor e resfriamento de dispositivos eletrônicos, hastes em reatores nucleares e outros. A Teoria Construtal também é aplicada em áreas onde há variação das formas geométricas, como: biofísica, geofísica, sistemas naturais e na engenharia. Algumas dessas aplicações são mostradas no trabalho de Dos Santos et al. (2017), com o desenvolvimento de estudos em problemas onde a forma geométrica é pré-definida, como em Plantas de Energia de Chaminé Solar, Sistemas de Coluna de Água Oscilantes e em Trocadores de Calor Solo-Ar.

A seguir, os estudos se centralizam na transferência de calor, mais direcionados a sistemas de resfriamento com emprego de aletas e cavidade. Uma breve descrição da metodologia adotada na busca da geometria ótima para um determinado domínio, assim como a influência das condições térmicas. Os estudos também se concentram em determinadas variáveis tais como os graus de liberdade, parâmetros e as restrições do problema, de forma que o objetivo é explorar o espaço de

configurações geométricas do sistema a ser otimizado para encontrar a forma ótima na minimização da temperatura máxima.

2.3. Otimização de cavidades isotérmicas

Em concordância com a literatura, faz-se um estudo tendo como referência cavidades com configurações geométricas nos formatos de I, T, H, Y, X. Em todos os casos apresentados o domínio computacional é isotrópico, sendo a condutividade térmica, k (W/m K), constante. No sólido, a taxa volumétrica de geração de calor é dada por q''' (W/m³), com a superfície externa isolada em um domínio bidimensional. O sólido tem a forma geométrica retangular e a cavidade pode assumir diversos formatos, contudo a área dos mesmos é constante. A área do domínio é dada por $A = HL$. Através da relação entre as áreas da cavidade (A_c) e do domínio, respectivamente, define-se a restrição da área ocupada definida como $\Phi = A_c / A$.

No trabalho de Biserni et al. (2004) é estudada uma cavidade em forma de I (Fig. 2.3) onde a área da mesma é $A_c = H_0 L_0$. O processo para obter-se a geometria surge da otimização dos graus de liberdade, os quais são definidos como H/L e H_0/L_0 . O processo de investigação e análise dá-se por busca exaustiva onde a relação de aspecto do sólido $H/L = 1$ é fixada e a relação da cavidade H_0/L_0 é variada entre 0,1 e 2. As diversas geometrias são testadas e a que resultar em menor temperatura máxima é dita a forma otimizada. Um resultado observado pelos autores é com relação à influência de Φ na temperatura máxima obtida. Quanto maior for o Φ menor será a temperatura máxima calculada. Os autores ainda testaram outra possibilidade de otimizar a cavidade, onde substituíram a geração de calor no sólido. Nessa simulação, a fonte de calor com fluxo constante age sobre a superfície externa do corpo sob as mesmas condições térmicas. Com base nos resultados, os autores observaram que não houve alteração dos mesmos, onde fica provado que para essa geometria não importa o local de geração de calor e a busca pela melhor configuração depende apenas dos graus de liberdade e de uma restrição.

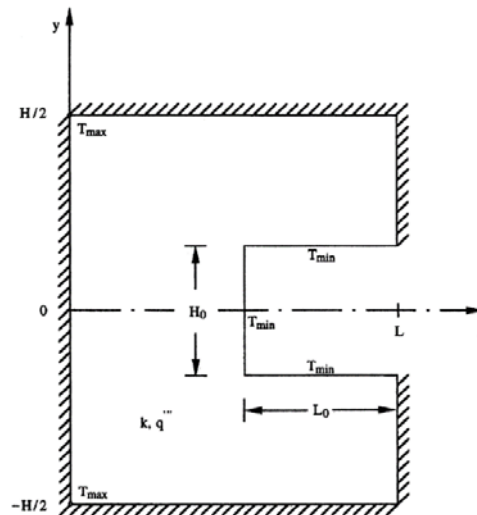


Figura 2.3 - Cavidade isotérmica em forma de I com intrusão lateral (Fonte: Biserni et al., 2004).

Considerando o estudo sobre configurações geométricas de cavidades isotérmicas, Biserni et al. (2004) otimizaram as cavidades em forma de I e T. Como resultados obtidos para as mesmas condições térmicas, a configuração em forma de T obteve melhor performance do que a forma de I. Mais tarde, Rocha et al. (2005), trabalhou com a mesma geometria (forma de I), porém em um domínio trapezoidal, Fig. 2.4, com o objetivo de minimizar a resistência térmica global e maximizar a transferência de calor do corpo. Neste trabalho envolveu-se três graus de liberdade (H/L , H_c/H , H_0/L_0) e uma restrição (Φ) a fim de encontrar a melhor geometria. Na primeira otimização mantiveram a razão da forma da cavidade ($H_0/L_0 = 1$) e a fração de ocupação da cavidade ($\Phi = H_0/L_0 / (H_c + H) * L/2 = 0,1$). Dessa forma obtiveram razões entre a altura e base maior do trapézio uma vez otimizadas, $(H/L)_o$, para valores da razão entre as bases (H_c/H), onde se determinou a temperatura máxima minimizada $(T_{max})_{min}$. Na segunda otimização foi introduzida a variação de H_0/L_0 , o qual obtiveram a temperatura máxima duas vezes minimizadas $(T_{max})_{2min}$, $(H/L)_{2o}$ e $(H_c/H)_o$ para determinados valores de H_0/L_0 . A geometria ótima ocorre quando a cavidade aumenta e se aproxima da parede do sólido e seu desempenho melhora à medida que a cavidade se torna mais delgada.

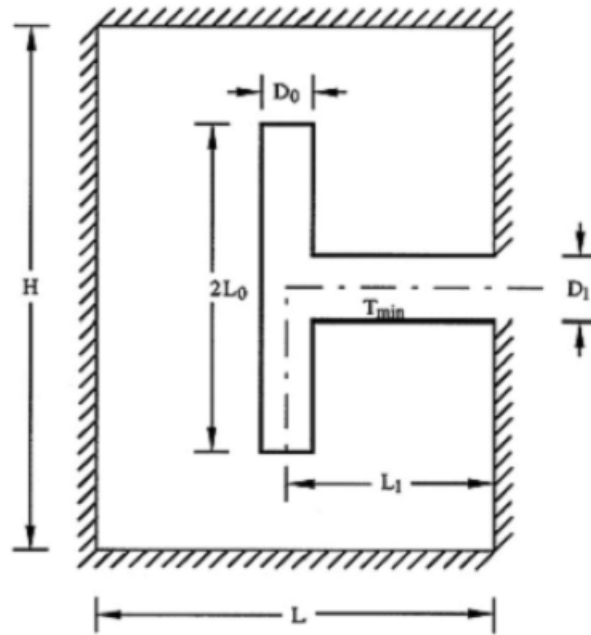


Figura 2.5 - Cavidade isotérmica em forma de T (Fonte: Lorenzini et al., 2011).

Em continuidade aos trabalhos, o domínio da Fig. 2.6 foi otimizado por Biserni et al. (2007), os quais investigaram a cavidade isotérmica em forma de H e observaram que seu desempenho térmico é três e quatro vezes maior que as cavidades em forma de T e I, respectivamente. Na otimização do domínio utiliza-se até seis graus de liberdade e somente uma restrição. Com a relação H/L mantida constante, foram utilizados os seguintes graus de liberdade: L_1/L_2 , L_0/L_2 , H_1/H_2 , H_0/H_2 . Para a relação H_1/H_2 não foi obtido um valor ótimo.

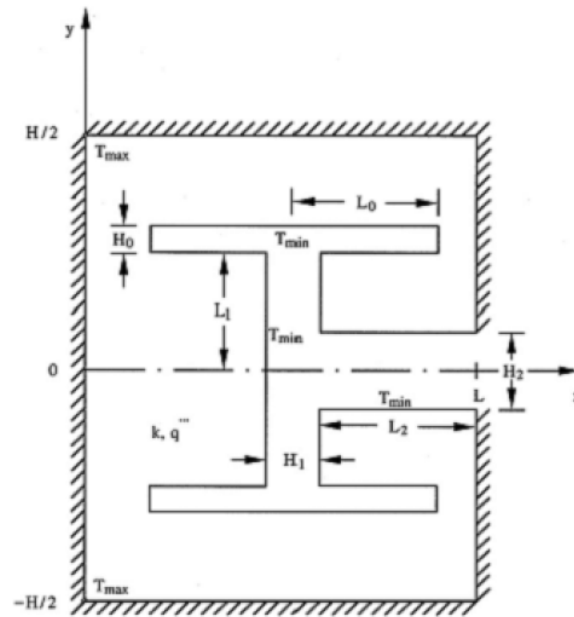


Figura 2.6 - Cavidade isotérmica em formato de H (Fonte: Biserni et al., 2007).

Lorenzini et al. (2011), analisaram as cavidades isotérmicas em forma de T e Y, onde ambas reduziram seu excesso de temperatura com o aumento da fração volumétrica de seus ramos únicos (caule). Eles também mostraram que as melhores configurações para a cavidade em forma de Y, Fig. (2.7), levou a um desempenho 35% superior em relação a forma de I, considerando as mesmas condições térmicas e geométricas.

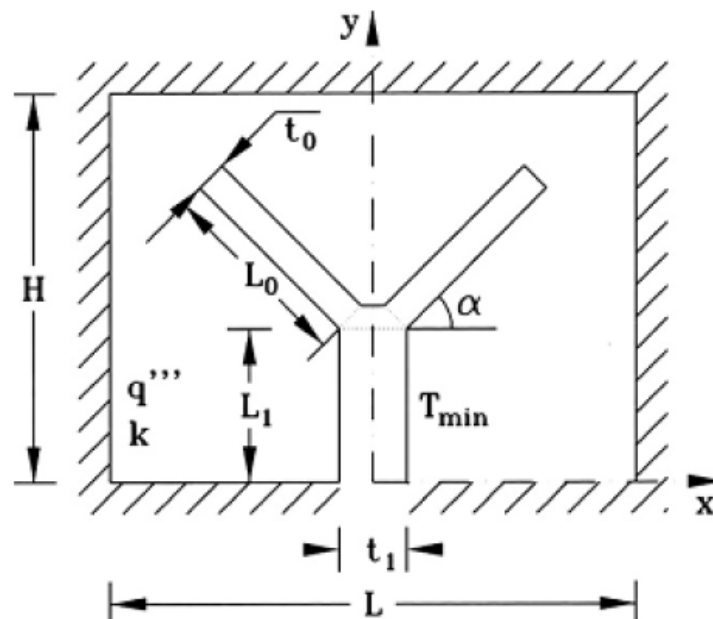


Figura 2.7 - Cavidade isotérmica em formato de Y (Fonte: Lorenzini et al., 2011).

No trabalho de Lorenzini et al. (2014), conforme mostra a Fig. 2.8, foi otimizada a cavidade em forma de X a fim de retirar calor gerado de um sólido a uma taxa constante. Para reduzir a temperatura máxima fez-se necessário a otimização de dois graus de liberdade, L_1/L_0 , D_1/D_0 , e o terceiro, H/L , manteve-se constante. Além dos graus de liberdade, o autor investigou o valor de Φ que representa a fração de área ocupada pela cavidade. Os resultados em relação ao desempenho térmico foram superiores se comparados com a cavidade retangular e Y.

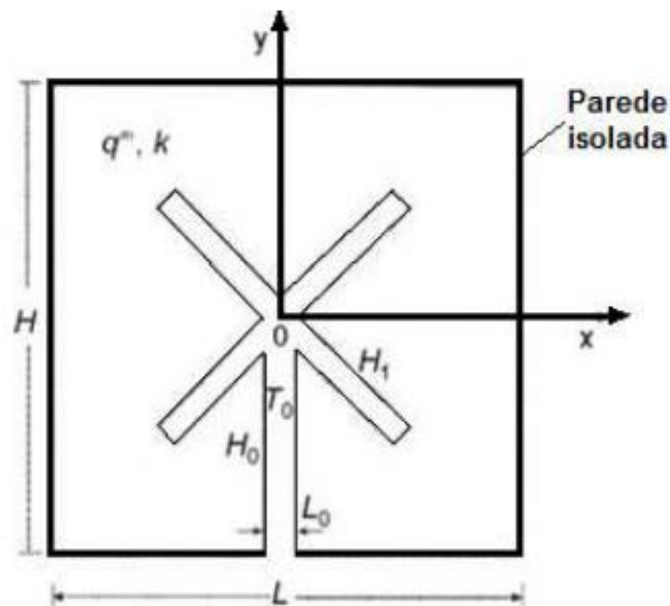


Figura 2.8 - Cavidade isotérmica em formato de X (Fonte: Lorenzini et al., 2014).

A investigação de Lorenzini et al. (2009), analisa a otimização de aletas em formato de T-Y (Fig. 2.9), de forma que a cavidade é construída entre dois ramos de aletas. Essa formação tinha como graus de liberdade as relações H_0/L_0 e também H_1/L_1 . Na busca pela geometria ótima, os autores variaram os dois graus de liberdade. Os resultados da simulação mostraram que a cavidade e a aleta com menor e maior volume, respectivamente, aumentam o desempenho da configuração das aletas. Em cima desses valores, percebe-se também que ocorre uma diminuição da distância ótima entre a base da cavidade e a parede da mesma quando a relação H_0/L_0 aumenta. Outro fator relevante na otimização da geometria, dá-se pelo valor de $(H_0/L_0)_o$ quando acontece a penetração quase que total da aleta.

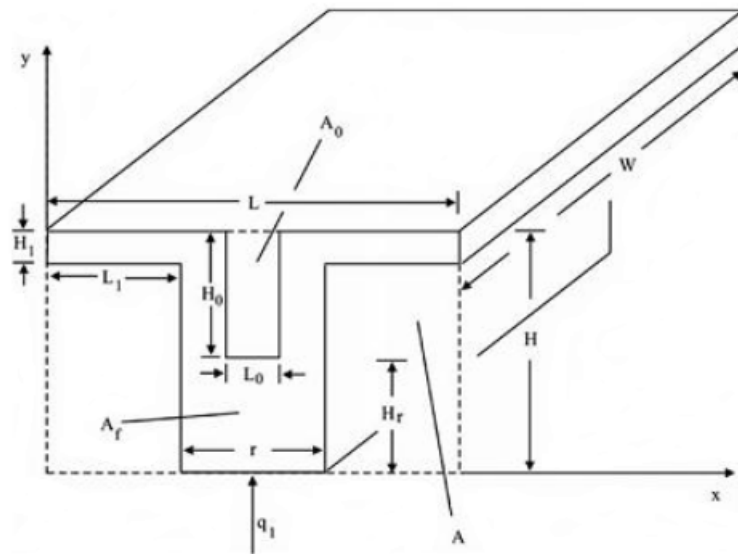


Figura 2.9 - Aletas em forma de T-Y (Fonte: Lorenzini et al., 2009).

No processo de investigação de Cetin e Cetkin (2017), de acordo com a Fig. 2.10, os autores analisaram a otimização da cavidade retangular com aletas em forma de T em resistência térmica. Para esse estudo, os resultados mostram que a temperatura de pico de um cilindro aquecido uniformemente pode ser minimizada usando a cavidade retangular ou a aleta em forma de T com a fração de área fixa e as escalas de comprimento variável para as aletas e as cavidades. As geometrias de cavidades e aletas correspondentes ao pico mínimo de temperatura devem ser alteradas à medida que o tipo de fluxo muda (fluxo paralelo e cruzado). A minimização das resistências térmicas gera aprimoramento na taxa de transferência de calor quando a transferência de calor ocorre devido à diferença de temperatura constante. Por exemplo, a geometria ótima da aleta se torna longa e fina para o caso de fluxo cruzado, enquanto possui haste grossa e curta e tributários delgados para o fluxo paralelo quando o número de aletas ($N_t = 4$). Além disso, a geometria da cavidade que minimiza o excesso de temperatura para o caso de fluxo cruzado é mais espessa e menor que a estudada no caso de fluxo paralelo com o mesmo número de cavidades. No caso de fluxo cruzado, as aletas apresentam desempenho 20% melhor (redução de 20% no excesso de temperatura) do que as cavidades quando o número de aletas e cavidades (N_t e N_{cv}) são 4. Além disso, essa diferença aumenta até 82% no fluxo paralelo. Este estudo também mostra que o aumento no número de aletas e/ou cavidades aumenta a condutância térmica, no entanto, esse incremento diminui o efeito das proporções da escala de comprimento no desempenho térmico. Por exemplo, os valores de temperatura de pico das geometrias de aleta com melhor e com pior desempenho resultam em 30,74 e 11,7% de diferença quando $N_t = 2$ e $N_t = 8$, respectivamente. Da mesma forma para os modelos de cavidades, torna-se 7,4 e 5,8% com $N_{cv} = 2$ e $N_{cv} = 8$, respectivamente.

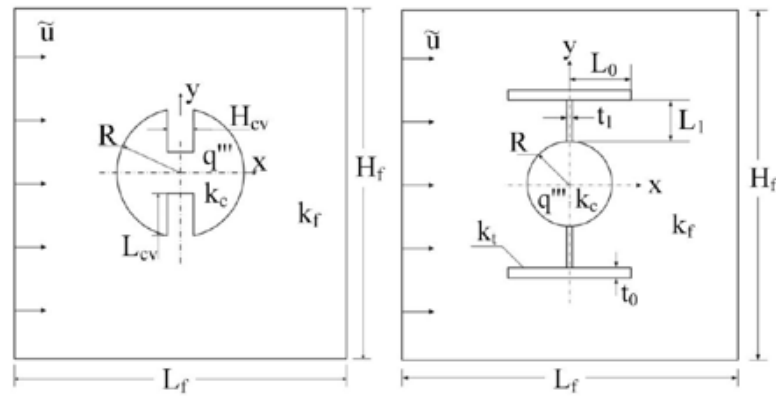


Figura 2.10 - Domínio de geração de calor com cavidade e aletas em forma de T (Fonte: Cetin, Cetkin, 2017).

No trabalho de Gonzales et al. (2021), conforme mostra a Fig. 2.11, os autores otimizaram uma cavidade em forma de duplo T inserida em um sólido com geração de calor constante com a aplicação do algoritmo Simulated Annealing. Para este trabalho, foram utilizados quatro restrições e cinco graus de liberdade. O melhor desempenho térmico da cavidade ocorreu na maior inserção do caule e dos ramos. Para domínio do sólido quadrado, a cavidade obteve desempenho intermediário em comparação com outras formas (I, T, Y, H e ψ). Para pequenas razões de domínio do sólido, a melhor forma encontrada teve desempenho várias vezes melhor do que as melhores configurações da literatura.

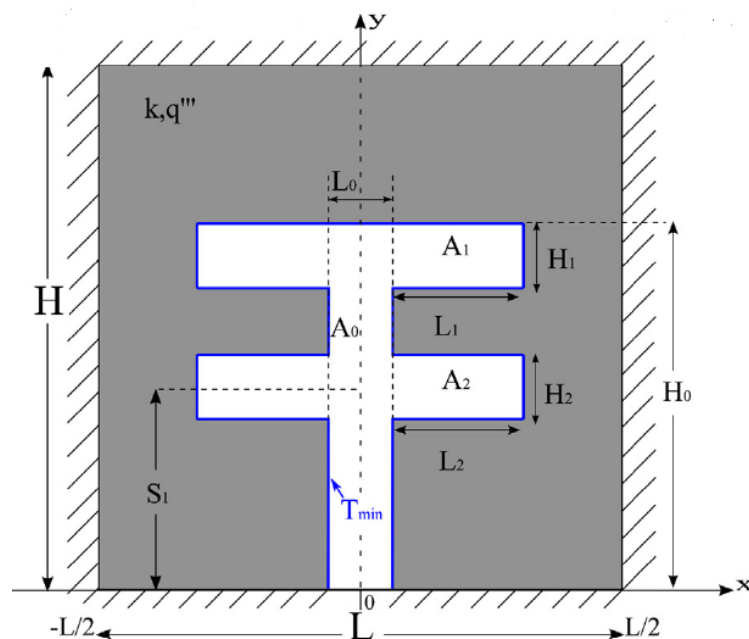


Figura 2.11 - Cavidade isotérmica em forma de duplo T (Fonte: Gonzales et al., 2021).

2.4. Otimização de cavidades convectivas

Tratando-se de cavidades convectivas, no trabalho de Rocha et al. (2010), foi avaliada a cavidade convectiva conforme ilustra a Fig. 2.12. Os autores verificaram que para a geometria estudada, o melhor desempenho ocorre quando há quase total inserção da cavidade no sólido para uma relação $H/L = 1$. A resistência térmica global adimensional diminui quando o volume da fração da área da cavidade (Φ_0) e o parâmetro adimensional de transferência de calor por convecção (λ) aumentam. Quando comparadas com a razão da cavidade ótima isotérmica em forma de I (Biserni et al., 2004), as cavidades resfriadas por convecção têm quase a mesma forma ótima para valores de $\lambda \leq 0,01$. As cavidades, isotérmicas e convectivas, também apresentam formas ótimas similares para $\Phi_0 < 0,3$ e $\Phi_0 > 0,7$. No entanto, na faixa de $0,3 \leq \Phi_0 \leq 0,7$, a razão H_0/L_0 calculada para as cavidades resfriadas por convecção é maior que apresentado por cavidades isotérmicas. Essa diferença é de aproximadamente 17% quando $\lambda = 0,1$ e $\Phi_0 = 0,7$ e 20% para $\lambda = 1$ e $\Phi_0 = 0,5$. Isso significa que cavidades com proporções externas pequenas ou grandes de H/L apresentam melhor desempenho. Também percebe-se que a razão ótima H_0/L_0 é única para cada relação externa selecionada H/L , exceto para a relação externa $H/L = 2$, onde existem dois $(H_0/L_0)_o$ para todos os valores estudados da fração volumétrica Φ_0 , exceto para $\Phi_0 = 0,9$, quando existe um valor único para H_0/L_0 . A razão ótima H_0/L_0 aumenta quando a fração de volume aumenta para valores da razão externa H/L menor que 2. Quando a relação externa H/L for maior que 2, a relação ótima H_0/L_0 aumenta quando a fração de volume Φ_0 diminui, sendo que a melhor forma não é mais aquela que penetra completamente na parede sólida, mas a que apresenta a maior razão de aspecto de cavidade H_0/L_0 .

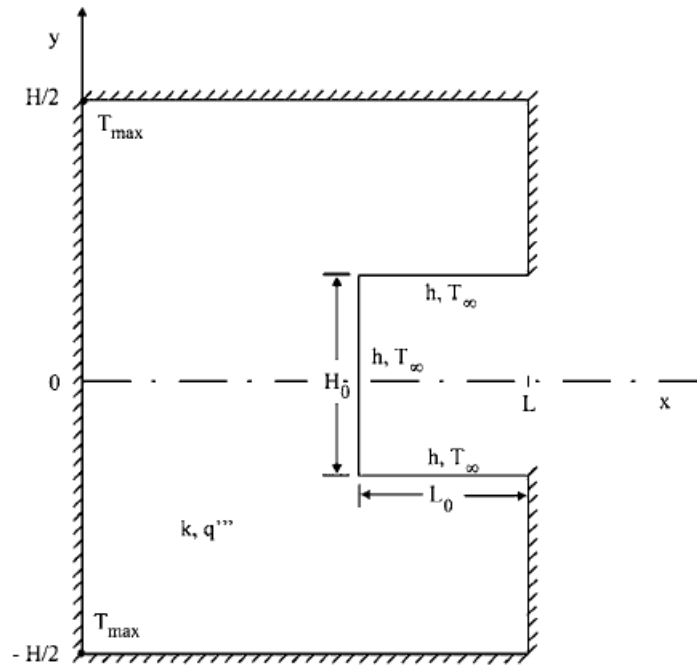


Figura 2.12 - Cavidade Convectiva em forma de I (Fonte: Rocha et al., 2010).

A investigação de Estrada et al. (2015) consiste em encontrar a melhor configuração geométrica utilizando várias cavidades convectivas retangulares em forma de C inserida em um corpo cilíndrico do tipo mostrado na Fig. 2.13. O objetivo é encontrar a menor temperatura máxima no corpo sólido. Na solução do problema foi variado o número (N) de cavidades entre 4 e 32, bem como a fração de área ocupada pela cavidade (Φ) entre 0,02 e 0,15, e o parâmetro adimensional (λ) que representa a transferência de calor por convecção, de 0,1, 10 e 1000. Os resultados provaram que há uma forma ótima, $(H_0/L_0)_o$, que minimiza a resistência térmica e consequentemente diminui a temperatura máxima para cada valor de N , Φ e λ . Os autores também evidenciaram que existe um número ótimo de cavidades (N) para Φ e λ resultando na minimização da temperatura máxima. Conforme os valores de Φ e λ aumentam, há um acréscimo no número ótimo de cavidades (N). Dessa forma, quanto mais complexa for a configuração, melhor será o desempenho do sistema devido à redistribuição dos pontos de calor.

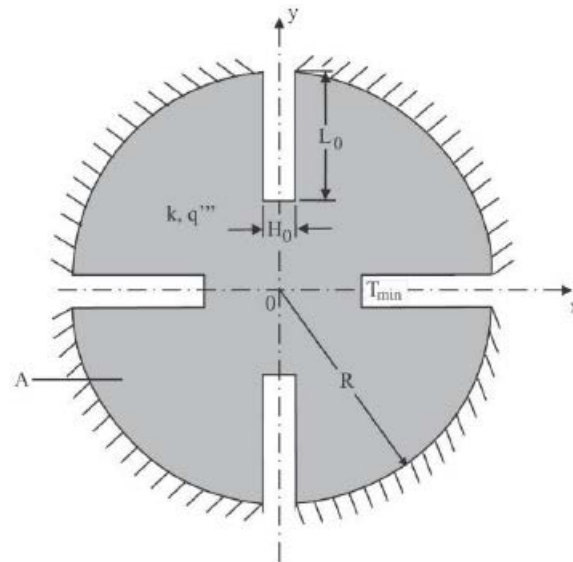


Figura 2.13 - Cavidades convectivas retangulares inseridas em um sólido cilíndrico (Fonte: Estrada et al., 2015).

Continuando a pesquisa referente a cavidades convectivas, o estudo de Lorenzini et al. (2013), consiste em investigar a cavidade em forma de T, de acordo com a Fig. 2.14. Neste trabalho, ao contrário do apresentado em Lorenzini et al. (2011), a cavidade é resfriada por convecção. O fluxo de calor convectivo torna-se uma condição de contorno das superfícies da cavidade. Os autores investigam a influência do fluxo de calor convectivo para o parâmetro adimensional de transferência de calor por convecção $\lambda = 0,1, 0,5, 1,0$ e $2,0$ impostos nas superfícies da cavidade sobre a geometria ideal. A estrutura tem quatro graus de liberdade: L_0/L_1 (relação entre os comprimentos do tronco e ramos bifurcados), H_1/L_1 (razão entre espessura e comprimento dos ramos bifurcados), H_0/L_0 (relação entre a espessura e o comprimento do caule), e H/L (relação entre a altura e o comprimento da parede sólida condutora) e uma restrição, a relação entre o volume da cavidade e o volume sólido, denominada (Φ). A geometria ideal (L_0/L_1 , H/L , H_0/L_0 e H_1/L_1) é caracterizada pela mínima temperatura adimensional $(T_{max} - T_{\infty}) / (q''' A)$. Essa otimização pode estar sujeita as restrições da área total ($A = HL$) e área da cavidade ($A_c = H_0/L_0 + H_1/L_1$). Os autores avaliaram primeiro todos os valores de λ para a relação H/L e Φ fixos. Os resultados mostram que não há uma forma universal que otimize a cavidade para cada valor imposto de λ , ou seja, a geometria da cavidade em forma de T adapta-se à variação da convecção de fluxo nas superfícies da mesma. Na sequência, a geometria otimizada três vezes foi alcançada para todos os valores de λ . Os resultados mostraram que quando o valor de λ tende ao mínimo ($\lambda = 0,1$), a melhor geometria foi aquela em que o caule e o ramo afluente tiveram uma maior penetração no domínio do sólido. Assim que o valor de λ aumenta, a cavidade em

forma de T teve uma requisição mais baixa para penetrar em ambas as direções do sólido e alcançar a melhor performance.

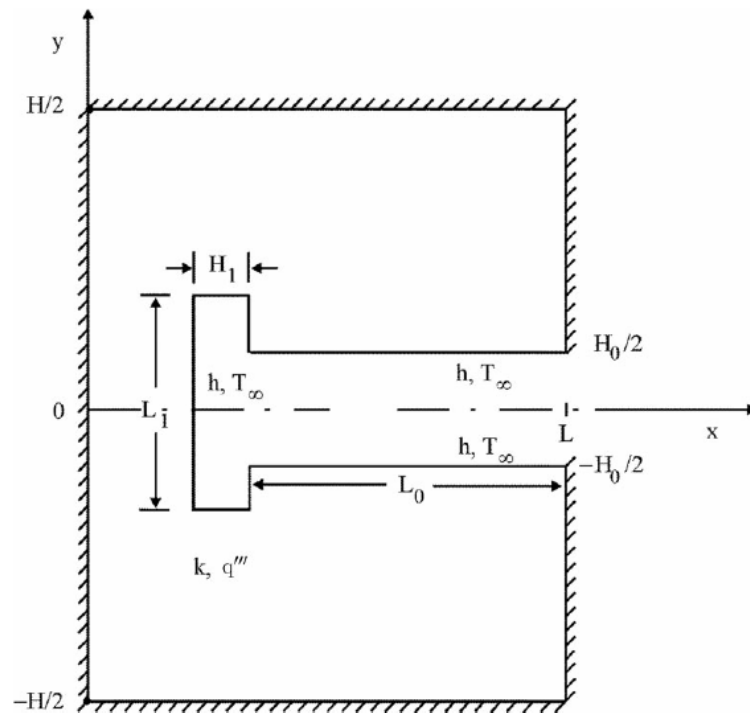


Figura 2.14 - Cavidade convectiva em forma de T (Fonte: Lorenzini et al., 2013).

Mais tarde, Lorenzini et al. (2014), avaliaram a mesma cavidade em forma de Y representada pela Fig. 2.15, considerando a influência do parâmetro adimensional de transferência de calor por convecção (λ), as configurações geométricas e o desempenho térmico da cavidade. As avaliações dos primeiros graus de liberdade foram realizadas através de simulações por Busca Exaustiva para todas as formas geométricas e, para problemas mais complexos a otimização foi feito com Algoritmo Genético. Os algoritmos por Busca Exaustiva, em geral, não são efetivos por possuírem respostas lentas e resultados não eficazes, devido utilizar todas as alternativas para o cálculo, ou seja, cada grau de liberdade atribuído à cavidade é dado um valor. Outras contribuições sobre o emprego de métodos heurísticos para avaliação de cavidades também foram realizadas com os métodos Simulated Annealing (SA) e Luus-Jaakola, (Gonzales et al., 2015; Gonzales et al., 2017).

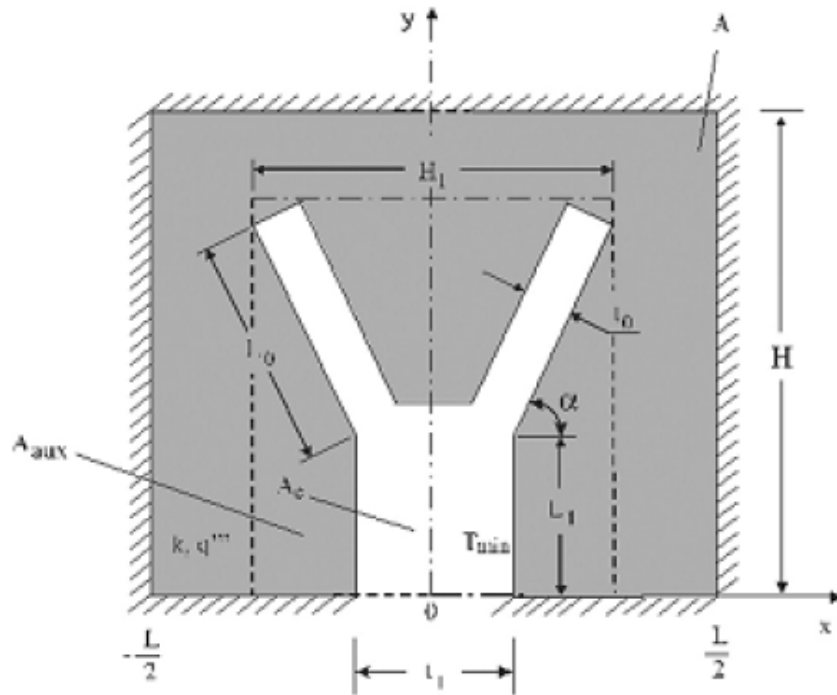


Figura 2.15 - Cavidade convectiva em formato de Y com intrusão em um sólido com geração de calor uniforme (Fonte: Lorenzini et al., 2014).

No trabalho de Estrada et al. (2020), conforme a Fig. 2.16, foram adicionadas ramificações à cavidade, tornando-a mais complexa e com mais liberdade, inserida em um corpo cilíndrico com geração interna de calor uniforme. Existe um número N de cavidade, que através de suas paredes remove o calor por convecção. Para o caso, foram necessários três restrições, definidas como a área total do círculo (A), a área ocupada por pares de ramos da cavidade (A_r) e a área retangular do tronco da cavidade (A_t). A fração de área ocupada do tronco da cavidade e dos pares de ramos da cavidade foram definidos como Φ e ψ , respectivamente. Neste trabalho foram otimizados os graus de liberdade relativos aos ramos da cavidade e ao número de cavidade. Os autores observaram que o aumento do número dos graus de liberdade levou a uma redução da temperatura máxima no domínio. Para o melhor caso, foram considerados os quatro graus de liberdade $(\alpha_1)_{40} = 1,5,5$, $(\alpha_2)_{30} = 1,5$, $(t_1/L_b)_{20} = 0,005$ e $N_0 = 4$, onde houve uma redução de 42% da temperatura máxima em comparação à otimização de apenas um grau de liberdade.

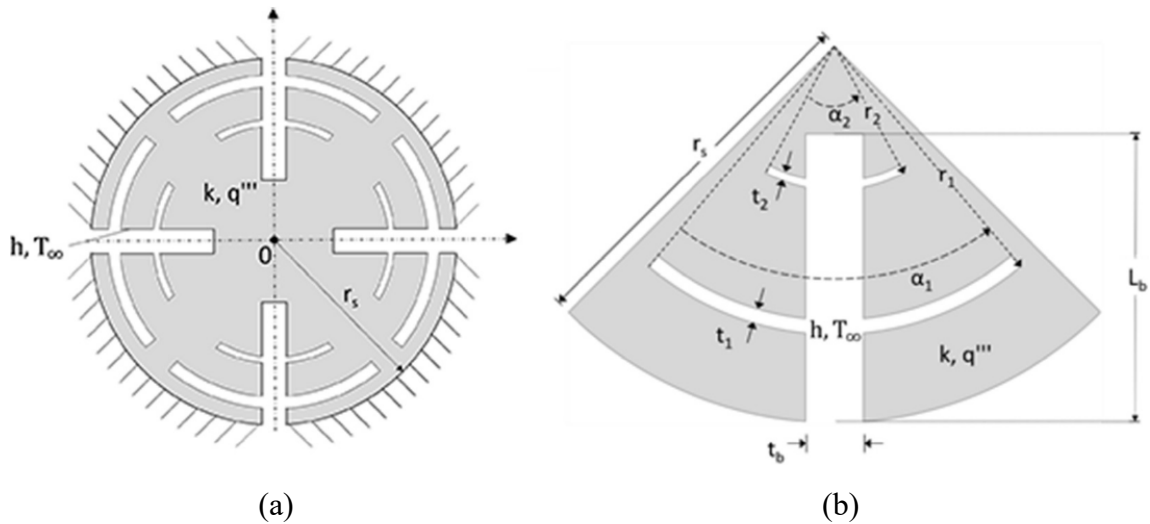


Figura 2.16 - (a) Cavidades retangulares com ramos inseridos em um corpo sólido cilíndrico, (b) perfil bidimensional (Fonte: Estrada et al., 2020).

2.5. Otimização de cavidades isotérmicas e convectivas

No trabalho de Razera et al. (2019), foi investigado uma cavidade aletada em forma de E, conforme mostra a Fig. 2.17, a fim de encontrar a geometria do sistema que minimiza a temperatura máxima. Foi analisado a razão de aspecto entre a altura e a largura da cavidade (H_0/L_0) para diferentes valores de razão entre a área que inscreve o corpo aquecido e a área da cavidade ($\Phi_0 = 0,05; 0,10; 0,20; 0,30$) e os parâmetros $\Phi_1 = 0,1$; $H/L = 1$; $H_1/L_1 = 1$ foram mantidos fixos. A geometria foi avaliada para diferentes condições de controle nas paredes da aleta e cavidade, através da temperatura prescrita ($\tilde{T}_0 = 0$) e pelo parâmetro adimensional de transferência de calor por convecção, λ , com diversos valores ($\lambda = 0,1, 1,0, 10$ e 100), respectivamente. Com a diminuição da razão de aspecto H_0/L_0 tem-se uma diminuição da $\tilde{T}_{\max}$ até um ponto de mínimo. E para as menores $\tilde{T}_{\max}$ foram obtidos os maiores valores de Φ_0 , dado por $\Phi_0 = 0,30$. Os autores observaram também que, com o aumento de λ a transferência de calor no sistema foi favorecida, atingindo para a condição de $\lambda = 100$ um desempenho na transferência de calor similar a condição obtida pela condição de contorno de temperatura prescrita ($\tilde{T}_0 = 0$).

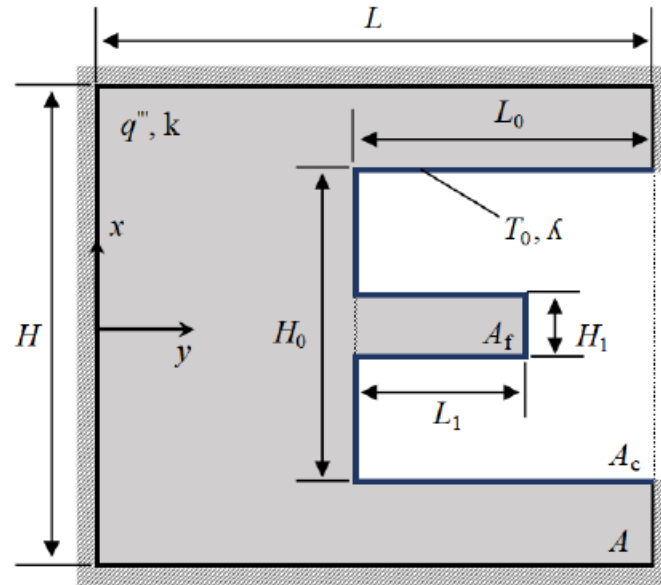


Figura 2.17 - Cavidade aletada em forma de E (Fonte: Razera et al., 2019).

No trabalho de Hajmohammadi, (2018), conforme a Fig. 2.18, avaliou-se a cavidade em forma de árvore. O sólido tem dimensões de altura e largura definidos como H_0 e L_0 , enquanto a cavidade é representada por altura (H_1), largura (L_1) e a haste principal (W). Dois casos são estudados: cavidades isotérmica e sujeitas a um valor do coeficiente de transferência de calor. O autor começa a otimização com um único ramo ($N = 1$) e continua até vários números de ramos ($N = 5$), com a fração de área ocupada pela cavidade, ($\Phi = 0,05$ e $0,3$) e o parâmetro adimensional de transferência de calor por convecção ($\lambda = 0,1$ e $\lambda \rightarrow \infty$). Para uma cavidade isotérmica com três e quatro ramos, a temperatura mínima de pico é respectivamente 42% e 67% menor em comparação a mais baixa alcançada na literatura quando $\Phi = 0,05$.

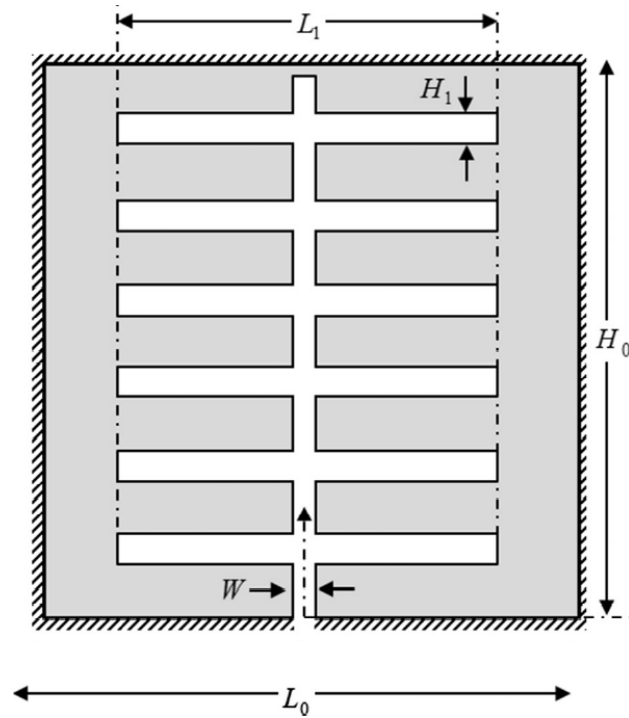


Figura 2.18 - Cavidade em forma de árvore (Fonte: Hajmohammadi, 2018).

Conforme mostra a Fig. 2.19, otimizada por Hajmohammadi, (2017), tem-se dois casos estudados: cavidade isotérmica e o coeficiente de transferência de calor de valor constante. O sólido com altura (H_0) e a cavidade em forma de ψ com dimensões: comprimento da base (D_b), altura da base (H_b), altura da parte em forma de anel da cavidade (H_r), raio interno (R_i), raio externo (R_o) e altura da parte da haste da cavidade (H_s). Tem-se como fração de volume ocupado pela cavidade (Φ). O primeiro nível de otimização, a relação entre as alturas da parte que forma o anel da cavidade e o domínio (H_r/H) para várias proporções de raio, e relação entre o raio externo e interno (R_o/R_i), sendo os demais parâmetros fixos com $\Phi = 0,1$. A existência de um H_r/H ideal que minimiza a temperatura máxima é mais evidente no caso isotérmico do que no coeficiente de transferência de calor constante. A otimização continua para uma ampla faixa de R_o/R_i para fornecer os valores ideais de H_r/H para vários Φ_s e os demais parâmetros (Φ_b e D_b/H) fixos. Neste trabalho o autor comparou a temperatura mais baixa no último nível de otimização em relação as obtidas para outras configurações existentes na literatura (I, T, H, X, Y). Os resultados mostram que a cavidade em forma de ψ é superior a todas mencionadas. Sendo 82% superior à forma I, 74% superior à forma T, 70% superior à forma Y, 45% superior à forma X e 26% superior à forma H, quando o $\Phi = 0,1$ e o parâmetro adimensional de transferência de calor por convecção ($\lambda \rightarrow \infty$). Para o caso onde $\Phi = 0,3$ e $\lambda = 0,1$, a cavidade em forma de ψ tem seu desempenho superior em 65% comparado à forma I, 39% superior à forma T e 27%

superior à forma Y. A superioridade da cavidade, (ψ), entre as existentes, é mais evidente no caso da cavidade isotérmica em relação às cavidades com coeficiente de transferência de calor constante.

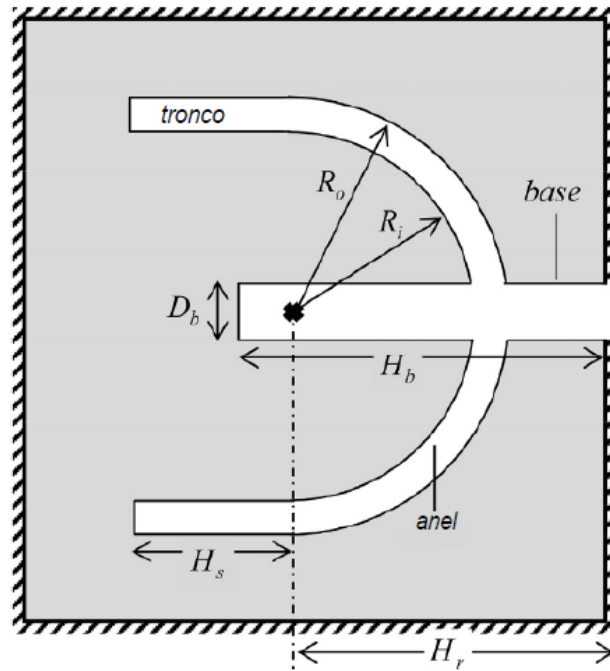


Figura 2.19 - Cavidade em forma de ψ (Fonte: Hajmohammadi, 2017).

Na investigação de Huang e Tung (2019), para geometria de aletas invertidas onduladas conforme mostra a Fig. 2.20, foram analisadas as condições de contorno do tipo Robin com uma temperatura ambiente fria ($\bar{T}_\infty$) e um coeficiente de transferência de calor ($\bar{h}$). O domínio do corpo é definido por altura ($\bar{H}_0$) e comprimento ($\bar{L}_0$), enquanto as aletas tem dimensões: amplitude constante ($\bar{A}$), largura ($\bar{W}$), altura ($\bar{H}_1$) e ($\bar{H}_2$) e comprimento ($\bar{L}_1$), onde a fração de área ocupada pela aleta é conhecido por Φ . No caso de condição da cavidade isotérmica, o desempenho da dissipação de calor das aletas invertidas em forma de ondulação é sempre melhor do que o da aleta invertida em forma de árvore. As porcentagens de diminuição de $T_{\max}$ para $N = 1 - 4$ são 32,4%, 53,3%, 56,6% e 60,0%, respectivamente. Também é melhor do que o da aleta invertida em forma de ψ , pois as porcentagens de redução de $T_{\max}$ para $N = 1 - 4$ são 9,4%, 37,8%, 72,8% e 85,6%, respectivamente. No caso da condição de cavidade convectiva, as aletas invertidas em forma de ondulação também tiveram um desempenho melhor do que as aletas em forma de árvore e as aletas invertidas em forma de ψ , uma vez que as porcentagens decrescentes de $T_{\max}$ para a forma ondulada com $N = 1 - 4$ são 53,9%, 61,4%, 63,9% e 65,7%, respectivamente, quando comparadas às aletas em forma de árvore, e são 24,3%, 57,2%, 70,0% e 77,0%, respectivamente, quando comparado com aletas em forma de ψ . Os resultados

deste trabalho implicam que o desempenho da dissipação de calor de aletas invertidas em forma de onda é o melhor entre todos os trabalhos de pesquisa anteriores.

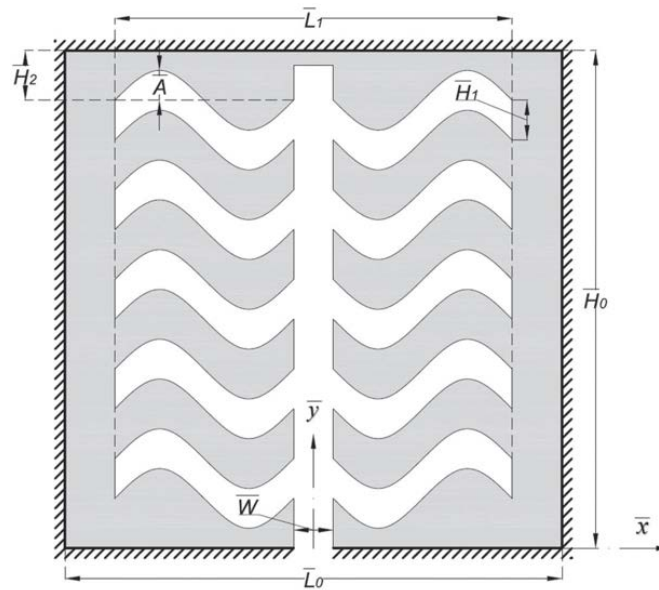


Figura 2.20 - Aletas invertidas de forma ondulada (Fonte: Huang, Tung, 2019).

2.6. Estudo do escoamento

No estudo de Wubshet e Mohammed (2021), conforme mostra a Fig. 2.21, foi realizada uma análise bidimensional do fluxo em um trapézio isósceles em forma de cavidade. Os lados não paralelos do trapézio são adiabáticos. Na parede inferior é aplicada uma temperatura senoidal variável, enquanto a parede superior está em temperatura constante. A parede superior da cavidade se move com uma velocidade n_0 na direção x positiva. Além disso, B_0 é o campo magnético constante de força alinhado na mesma direção x e fluido newtoniano é considerado. Os valores do parâmetro de campo magnético usados são $Ha = 0, 50$, o número de Richardson é $Ri = 0,1, 1, 10$, $Re = 100$ é o número de Reynolds usado para a análise e a amplitude da temperatura senoidal é $m = 0,25, 0,5, 1$. Os impactos de diferentes parâmetros principais são analisados traçando linhas de fluxo para campos de fluxo e contornos de isotérmica para temperatura da dinâmica do fluxo. O resultado indicou que, com temperatura constante, a parede superior da espessura da camada limite diminui à medida que o número de Richardson aumenta e para a parede inferior com temperatura variável. O número de Nusselt aumenta com o incremento na amplitude da função de oscilação da temperatura. Além disso, o estudo revelou que o número de Nusselt médio fica reduzido à medida que a intensidade do campo magnético é aumentada. A variação no trânsito do calor na parede inferior é semelhante, mas o valor

máximo de transferência de calor na parede inferior mostra uma variação de 3,8 a 20 quando $Ha = 0$ e de 3 a 18 quando $Ha = 50$.

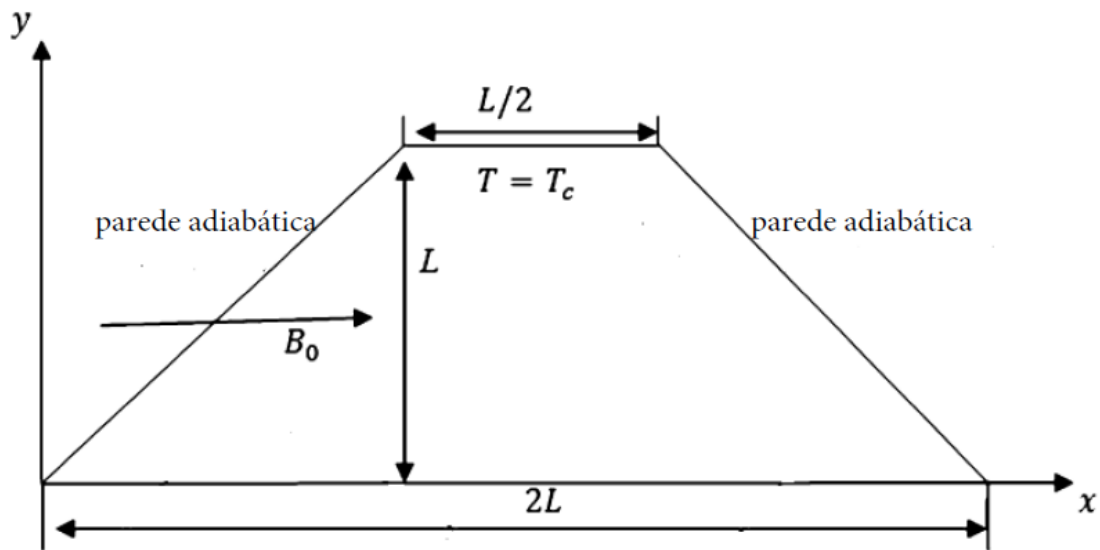


Figura 2.21 – Cavidade trapezoidal (Fonte: Wubshet, Mohammed, 2021).

Na investigação de Rodrigues et al. (2020), conforme a Fig. 2.22, os autores otimizaram duas aletas retangulares inseridas em uma cavidade acionada por tampa submetida ao fluxo convectivo misto instável, incompressível, laminar, bidimensional com estratificação estável. O domínio apresenta três restrições: áreas de seção transversal para cada aleta e área total da cavidade. Dois graus de liberdade são investigados, relação da altura/comprimento das aletas retangulares esquerda e direita (H_1/L_1 e H_2/L_2), considerando três áreas de fração diferentes para as aletas e dois números de Richardson $Ri = 0,1$ e 1 , representando duas condições para o fluxo convectivo misto. Todos os casos têm números de Reynolds e Prandtl constantes ($Re = 400$ e $Pr = 6,0$). Os resultados indicaram que as configurações assimétricas para as aletas com áreas de fração diferentes para cada alça levaram ao melhor desempenho térmico. Além disso, as formas ótimas e o efeito dos graus de liberdade sobre os indicadores de desempenho também foram afetados pelos números de Richardson investigados.

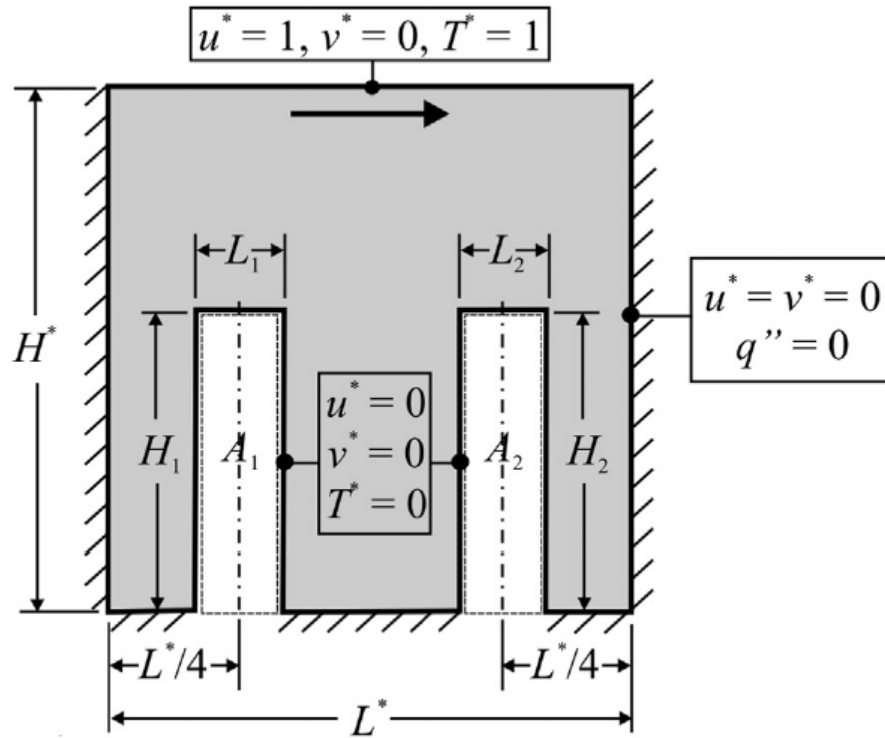


Figura 2.22 - Domínio do fluxo da cavidade dirigida pela tampa com duas aletas retangulares inseridas (Fonte: Rodrigues et al., 2020).

No trabalho de Ait Haj Said et al. (2021), foi investigada a transferência de calor por convecção livre em uma cavidade aberta com eixo simétrico aquecida por baixo. Em condição de regime permanente, o fluxo convectivo natural entre as placas é considerado laminar, incompressível e axissimétrico. Conforme mostra a Fig. 2.23, o sistema é composto por duas placas circulares paralelas horizontais, onde a placa superior é mantida em temperatura ambiente (T_0) e a placa inferior aquecida (T_H), com $T_H > T_0$. O H é a distância entre as placas com o mesmo raio. As placas são consideradas isotérmicas e os limites direito e inferior do domínio correspondem as superfícies livres na temperatura ambiente. As placas horizontais são assumidas como adiabáticas. Os resultados indicam que quando o número de Rayleigh e a razão de aspecto são baixos a transferência de calor é fraca e condutiva. A transferência de calor é melhor quando o número de Rayleigh e a razão de aspecto aumentam. Ao contrário da convecção através do número de Rayleigh, a transição da condução para a convecção produz um valor crítico do número de Rayleigh que é variável dependente da razão de aspecto.

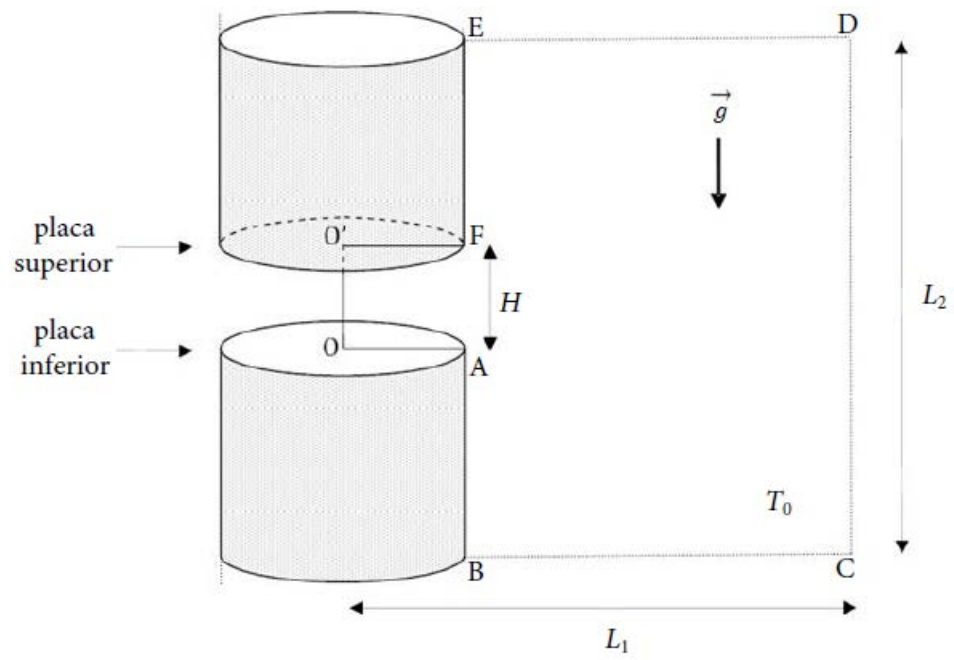


Figura 2.23 - Esquema do domínio e da geometria do sistema (Fonte: Ait Haj Said et al., 2021).

3. FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS

Neste capítulo, apresenta-se de forma sucinta, os aspectos relevantes das ferramentas computacionais utilizadas para criação da geometria, discretização do domínio computacional, solução do problema, pós-processamento dos resultados e o método de otimização utilizado. Os principais softwares utilizados são o GMSH para criação e discretização do domínio computacional (Geuzaine; Remacle, 2014), o OpenFOAM para solução do problema (Weller et al., 2021) e o ParaView para o pós processamento (Ayachit, 2015). Todos os softwares utilizados neste trabalho são livres (open source).

3.1. GMSH

É um programa Open Source (de código aberto) utilizado em diversas plataformas. É um software gerador de malhas 3D com um mecanismo CAD (*Computer Aided Design*) e pós-processador integrado. Seu objetivo é fornecer uma ferramenta simples, leve e fácil de manusear que demanda poucos mecanismos computacionais para problemas acadêmicos com parâmetros de entrada e recursos avançados de visualização. A arquitetura do GMSH é composta por quatro módulos: geometria, malha, processamento e pós-processamento. A especificação de qualquer valor de entrada para os módulos é feita de forma interativa, usando a interface gráfica do usuário (GUI), ou em arquivos de dados ASCII usando a própria linguagem de script do GMSH. A construção das geometrias podem ser realizadas manualmente, através da inserção de coordenadas dos pontos do desenho ou buscar informações para o programa por meio de um arquivo de extensão compatível (Geuzaine; Remacle, 2014). Para a presente pesquisa o GMSH foi utilizado para a criação do domínio computacional, assim como para a discretização do mesmo. Foram geradas malhas regulares com todos elementos hexaedros.

3.1.1 Criação da geometria

A construção de geometrias complexas é facilitada com a utilização de um software com interface gráfica. A construção adequada da geometria, permite a criação de malhas de qualidade que facilitam e aceleram a solução numérica do problema. As arestas da superfície definem as linhas de malha, isto é, a própria linha de divisão das faces da geometria se tornarão a divisão que unirá duas células. Portanto, no processo de construção da superfície, o ideal é minimizar ao máximo a divisão de faces da mesma. Geometria com dimensões muito pequenas próximas a dimensões muito grandes dificultam a geração da malha (Geuzaine; Remacle, 2014).

3.1.2. Geração de malhas

Uma malha computacional é um conjunto de entidades geométricas que constitui a representação discreta de um domínio físico. Este conjunto é formado por entidades de diferentes dimensões, em que a principal delas tem a mesma dimensão do domínio de cálculo. Cada uma das entidades principais é uma porção finita do domínio subdividido. Todas as entidades mantêm uma relação de interdependência entre si. Qualquer malha que não possua uma lei de construção, de tal forma que as conectividades entre as entidades elementares sejam arbitrárias, diz-se que é uma malha não estruturada. Por outro lado, se o processo de construção em uma malha é definido, de tal forma que os volumes elementares possuam o mesmo número de vizinhos, diz-se que esta malha é estruturada (Maliska, 2004).

Em geral, as malhas apresentam um grande e significativo impacto nas simulações de CFD. Elas influenciam diretamente na taxa de convergência, na exatidão da solução e no tempo de processamento. São classificadas em três tipos: malhas estruturadas, malhas não estruturadas e malhas híbridas (Geuzaine; Remacle, 2014). Para este trabalho, utiliza-se malhas regulares formadas por hexaedros.

3.1.3. Processo de geração da geometria

O processo de otimização das cavidades isotérmica e convectiva inicia no software GMSH. Para ambos os casos a cavidade tem o formato de I e considera-se como graus de liberdade da otimização os parâmetros das dimensões do sólido atribuído em $H/L = 1, 5$ e 10 e da cavidade L_0/H_0 (variando de $0,011$ até 3). O processo de otimização se dá pela variação do grau de liberdade L_0/H_0 para cada valor de Φ que forma o espaço de busca, considerando-os como $\Phi = 0,1, 0,2, 0,3, 0,5, 0,7$ e $0,9$ de acordo com o trabalho de Biserni et al. (2004). O GMSH permite através de um *script* a possibilidade de alteração de forma fácil dos valores de Φ e os respectivos valores de L_0/H_0 . Após a construção e discretização de cada geometria, cada malha é exportada para o OpenFOAM. A seguir, define-se todos os parâmetros essenciais, tais como: propriedades físicas, condições iniciais e de contorno, além dos métodos de solução e convergência para simular e obter os resultados do problema. Com a aplicação do Design Construtal, para cada L_0/H_0 referente a determinado Φ , têm-se um menor valor da temperatura máxima adimensional. No entanto, ao término da otimização referente a cada Φ , é encontrado a mínima temperatura máxima. Ao concluir o processo para cada forma geométrica, aquela que apresentar a menor temperatura máxima é dita como a forma ótima. Os resultados são obtidos com busca exaustiva, o qual se baseia na solução de todas (dentro de um conjunto previamente definido) geometrias possíveis. O processo de geração e discretização da geometria em um espaço de busca para $\Phi = 0,1$ e $H/L = 1$ é construída no software GMSH. Os códigos

utilizados para a construção de uma malha para os casos isotérmico e convectivo encontram-se no apêndice 1 e 2.

3.2. Modelagem computacional

Nesta seção são apresentados métodos e modelos numéricos utilizados na solução dos problemas estudados nesta dissertação. Todos os casos foram resolvidos com o software OpenFOAM que se utiliza de uma discretização de volumes finitos para a solução das equações de conservação.

3.2.1 OpenFOAM

A plataforma OpenFOAM (OpenFOAM, 2008) é um programa de simulação de dinâmica dos fluidos que existe para os sistemas operativos derivados do Linux, como o Ubuntu, sendo também possível trabalhar com este programa no ambiente Windows, utilizando uma máquina virtual com o sistema operacional Ubuntu instalado. A plataforma é gratuita e o seu código é aberto, caso seja necessário modificá-lo, precisa-se referenciar os autores do código base. Em nível de usuário, a sua utilização é bem simples e pode ser dividida nas etapas a seguir:

- Gerar a estrutura de diretórios necessária para efetuar a simulação;
- Pré-processamento: geração da geometria e da malha, bem como definições de parâmetros da simulação;
- Solução numérica do problema: o modelo utilizado é resolvido de acordo com as condições impostas;
- Pós-processamento: visualização dos resultados.

O OpenFOAM não possui interface gráfica na fase de pré-processamento. As condições iniciais são definidas por um conjunto de arquivos de texto que se encontram dentro de várias pastas que constituem o caso a ser estudado. A geração de malhas simples podem ser criadas utilizando a ferramenta blockMesh que integra o OpenFOAM. Para criar malhas complexas é preciso optar por outros programas mais sofisticados, como o snappyHexMesh que também faz parte do openFOAM, de softwares comerciais ou livres como NETGEN, TETGEN, SALOME ou GMSH, onde a malha é gerada e convertida para o OpenFOAM.

Pré-processamento

Nesta etapa ocorre a criação da geometria e a geração da malha para simulações. A malha surge da discretização do domínio em uma quantidade definida de subdomínios. As equações diferenciais parciais (EDP) do modelo matemático, também são discretizadas e após a resolução será obtida a solução para os pontos discretos do domínio, ou seja, para cada subdomínio da malha. A

resolução das EDP pode ser simples quando empregado uma malha bem construída. Quando se trabalha com refinamentos de malhas, ou seja, com maior quantidade de subdomínios, produz-se resultados para uma maior quantidade de pontos do domínio e com maior precisão. Contudo, quanto maior a quantidade de células maior o número de operações a ser resolvido e consequentemente maior o custo computacional. Portanto, deve-se optar por malhas que forneçam resultados com precisão adequada em um período de tempo de simulação aceitável (OpenFOAM, 2008).

Resolução numérica

Para resolver numericamente as equações do problema, o OpenFOAM utiliza arquivos executáveis chamados de *solvers*. Os *solvers* contêm os modelos e todas as informações das rotinas de cálculos a serem executadas para resolver cada caso estudado. Dessa forma, quando solicitados, ocorre a leitura dos parâmetros da simulação do problema definidos nos arquivos e especificados na etapa de pré-processamento. Para atender a demanda de casos, existem no OpenFOAM uma grande diversidade de *solvers* com o pacote original. Caso o usuário necessitar da utilização de algum modelo na versão não original, a plataforma permite a criação de um novo *solver* para atender o caso específico (OpenFOAM, 2008).

Pós-Processamento

Após a resolução das equações pertinentes ao problema, o pós-processamento dos resultados ocorre no software *Paraview*. Este é um software para visualização científica e também de código aberto. As ferramentas básicas para a visualização dos resultados estão incluídas no *paraFoam*, com criação de gráficos de contorno, vetores e linhas de fluxo. Também é disponibilizado a criação de animações para analisar o transiente dos resultados. A visualização dos resultados também pode ocorrer em outros softwares com recursos, onde é possível converter os resultados fornecidos pelo OpenFOAM para formatos lidos pelos softwares FLUENT, Fieldview, Enight e Tecplot (OpenFOAM, 2008). A Figura 3.1 mostra um esquema da estrutura da biblioteca.

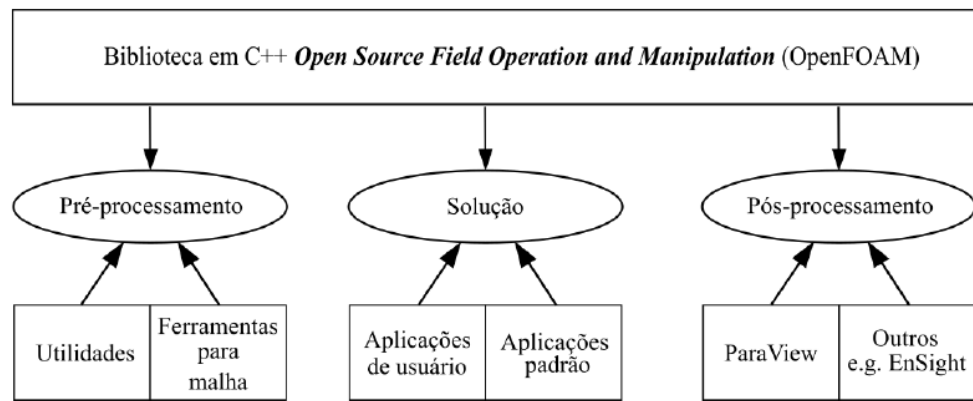


Figura 3.1 - Estrutura da biblioteca do OpenFOAM (Fonte: Adaptado de Christopher et al., 2016).

Estrutura de simulação no OpenFOAM

Os *solvers* do OpenFOAM (OpenFOAM, 2008) são compostos por um conjunto de arquivos que armazenam as informações necessárias para a resolução de um problema físico. A estrutura típica dos casos, inclui três diretórios fundamentais (0, constant e system) com as configurações de entradas para a solução de um determinado problema. A Figura 3.2 mostra a estrutura dos diretórios, e a seguir uma breve descrição destes diretórios.

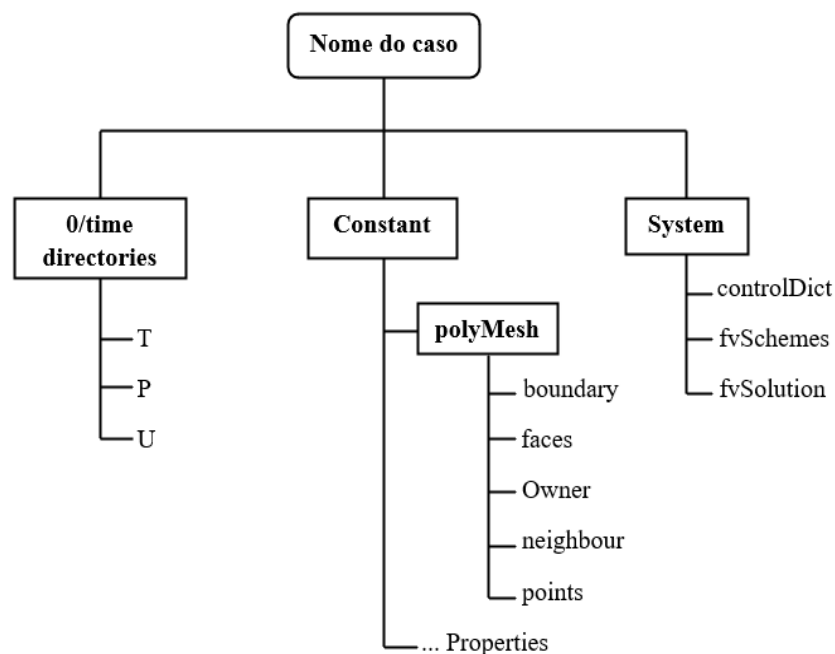


Figura 3.2 - Estrutura para simulação no OpenFOAM (Fonte: Adaptado de OpenFOAM-The Open Source CFD ToolBox-User Guide, 2008).

O diretório principal (caso), é a raiz do problema e neste devem estar incluídos os demais diretórios e arquivos de configuração descritos abaixo.

- Diretório *0* ou de tempo: são definidas as condições iniciais e de contorno dos parâmetros principais. Neste diretório contém os arquivos individuais de dados para os campos das variáveis tratadas no problema, como: velocidade, pressão, temperatura, etc.
- Diretório *constant*: onde deve conter as propriedades físicas pertinentes ao problema. A descrição completa da geometria e da malha deve ser incluída no diretório *polyMesh*, no arquivo *boundary*.
- Diretório *system*: contém os arquivos associados ao procedimento de solução do caso. Devem existir pelo menos três arquivos: *controlDict*, *fvSolution* e *fvSchemes*.

3.2.2 Método dos volumes finitos

O método dos volumes finitos (MVF) tem recebido uma atenção especial da comunidade científica devido a sua propriedade conservativa e principalmente pela qualidade dos resultados alcançados. Este método é baseado na realização de balanços de massa, quantidade de movimento e energia sobre um determinado volume de controle, onde os fluxos das variáveis atravessam as faces do volume. O MVF é utilizado com bastante sucesso para aproximar soluções de uma grande variedade de leis de conservação como na Mecânica dos Fluidos e em outras áreas de engenharia.

Na solução numérica deste trabalho utiliza-se o método dos volumes finitos (MVF), o qual transforma as equações diferenciais parciais (EDP) em equações algébricas discretas. A solução do problema inicia com a discretização da geometria do domínio em volumes finitos. A transformação das EDP em equações algébricas ocorre por integração em cada volume discreto. Este sistema de equações algébricas construído é solucionado através de um software, no caso do presente trabalho utiliza-se o OpenFOAM, e então encontra-se os valores das variáveis dependentes de cada volume da solução (Maliska, 2004).

O MVF caracteriza-se pelo conceito de fluxo entre regiões, ou volumes adjacentes, onde o fluxo da propriedade que sai de uma face de determinado volume é o mesmo que entra no volume adjacente. Dessa forma o método MVF torna-se conservativo, e passa a ser o preferido em problemas de engenharia que envolvem CFD (Moukalled et al., 2016). Em um sistema numérico que se emprega a forma conservativa, simultaneamente ocorre a conservação global da propriedade do fluido para todo o domínio computacional. Outro ponto de extrema importância em relação ao MVF, dá-se pela sua aplicabilidade em diferentes tipos de malhas (estruturada e não estruturada). Em relação às condições de contorno do problema, essas podem ser implementadas de várias maneiras pelo fato que as variáveis desconhecidas são consideradas nos centroides de cada volume e não nas faces. Por

apresentar estas características, o MVF é bem flexível nas adaptações para soluções numéricas em escoamento de fluidos e transferência de calor e massa (Versteeg; Malalasekera, 2007). De acordo com Bortoli, (2000), todos os métodos de discretização utilizados para resolver escoamentos tendem para os seguintes objetivos:

- Solução de escoamentos em geometrias complexas;
- Conservação das propriedades do fluido localmente;
- Redução do tempo computacional utilizado.

3.2.3 Solvers

Esta seção apresenta uma descrição dos dois solucionadores (*solvers*) utilizados no trabalho, bem como os algoritmos para a solução dos problemas físicos. No apêndice 3, descreve-se os dados de entrada necessários para a solução da cavidade convectiva 3D.

laplacianFoam

É um *solver* que soluciona uma equação de Laplace, que pode ser aplicada, por exemplo, para resolver um problema de difusão (condução) térmica em sólidos. O *solver* pode resolver problemas tanto em regime permanente quanto em transiente. Para o caso com fonte de calor variável com o tempo foi necessário modificar o *solver* (*laplacianFoam*) para incluir esta funcionalidade (OpenFOAM, 2008).

chtMultiRegionFoam

O *chtMultiRegionFoam* é um *solver* desenvolvido para a transferência de calor conjugado entre sólidos e regiões fluidas. As diferenças entre os tipos de regiões, consideradas pelo *solver*, são que uma região sólida é estacionária, onde a equação de conservação de energia é resolvida e uma região de fluido tem um campo de velocidades, onde as equações da quantidade de movimento, conservação de energia e continuidade são resolvidos (OpenFOAM, 2008). O fluxograma do *solver* é ilustrado na Fig. 3.3.

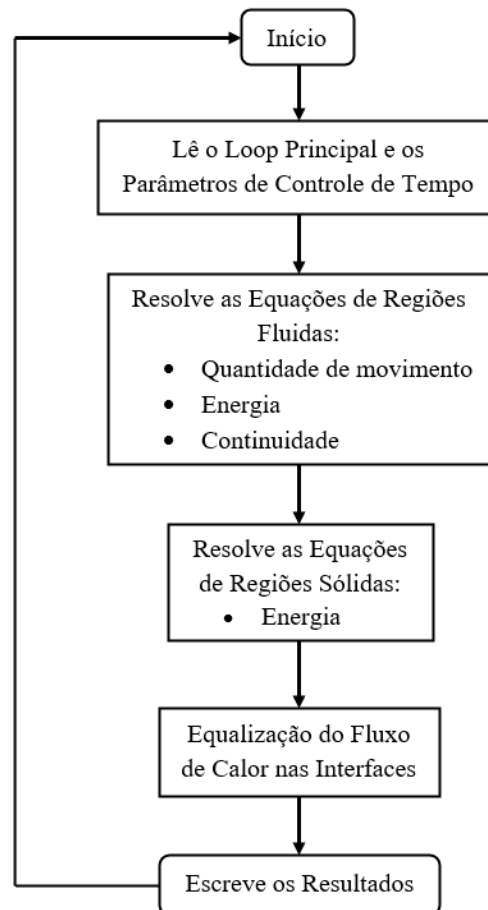


Figura 3.3 - Fluxograma das etapas do *solver chtMultiRegionFoam* (Fonte: Adaptado de Ferreira, 2015).

O *solver* executa várias etapas, que podem ser descritas da seguinte forma:

- 1) Inicialização: esta etapa começa inicializando os modelos (de turbulência, radiação e termodinâmico, se forem utilizados) e as variáveis do problema. Em seguida, continua com a definição das regiões sólidas e fluidas na malha, finalizando com a criação dos campos presentes em cada região como velocidade, pressão e temperatura;
- 2) Ler o *loop* principal e os parâmetros de controle de tempo: nesta etapa, o *solver* lê os parâmetros de controle que são usados pelo algoritmo do *loop* principal e pelo *solver*;
- 3) Resolver equações das regiões de fluido: para cada região de fluido, as equações de quantidade de movimento, conservação de energia e continuidade são resolvidas;
- 4) Resolver equações de regiões sólidas: para cada região sólida a equação de conservação de energia é resolvida;

5) Equalização do fluxo de calor nas interfaces: nesta etapa, o fluxo de calor é calculado nas interfaces em preparação para a próxima etapa de tempo para contabilizar a transferência de calor entre as diferentes regiões;

6) Escreva os resultados: os resultados obtidos resolvendo as equações das regiões fluidas e sólidas são escritos e o *solver* volta para a etapa 2 para resolver as equações do próximo passo de tempo.

3.2.4. Algoritmos e parâmetros numéricos utilizados nas simulações

Esta secção trata dos algoritmos utilizados e os parâmetros numéricos de controle das simulações.

O Método SIMPLE

Um algoritmo é um processo iterativo que avalia uma solução inicial, corrigindo-a até o resíduo atingir a precisão desejada.

O SIMPLE (*Semi IMPLICIT Linked Equations*), desenvolvido em 1972 por Patankar e Spalding (1972), é um dos métodos segregados mais utilizado e do qual derivam muitos outros. Este método revolucionou as técnicas de solução de escoamentos incompressíveis. Para isso é preciso acoplar velocidades e pressões sem uma equação de estado. Pode-se realizar através de um algoritmo que, ao avaliar um balanço de massa na célula, incrementa a pressão caso esse balanço seja negativo ou decrementa a pressão caso o mesmo seja positivo. É um algoritmo usado para fazer o acoplamento pressão velocidade em problemas de escoamento de fluidos (Ferziger; Peric, 2002).

O Método PIMPLE

Neste trabalho, o algoritmo PIMPLE é utilizado com o *solver chtMultiRegionFoam*. O PIMPLE é derivado dos algoritmos SIMPLE e PISO (*Pressure-Implicit with Splitting of Operators*) e aplicado na resolução das equações de Navier-Stokes. De acordo com Versteeg e Malalasekera, (2007), o PISO foi elaborado por Issa em 1986. Possui uma particularidade de efetuar ciclos múltiplos de iterações no mesmo intervalo de tempo, sendo o último valor de iteração usado como estimativa inicial para a próxima iteração. Essa particularidade é denominada de *Outer Correction Loops*. Este algoritmo frequentemente demanda maior tempo computacional que o SIMPLE, devido o maior número de iterações para obtenção da solução. Também permite definir um valor de número de iterações de correção de pressão antes de resolver as equações de transporte.

O algoritmo PIMPLE possui basicamente os mesmos procedimentos do PISO com a adição eventual de dois outros procedimentos: uma repetição de correção externa, ou seja, múltiplos ciclos de cálculos no mesmo período de tempo, usando o valor da iteração final como valor inicial da

próxima iteração; e subrelaxação das variáveis como consequência das iterações externas descritas anteriormente (Versteeg; Malalasekera, 2007).

O algoritmo PIMPLE possui as seguintes características do PISO:

- Definição das condições fronteira;
- Resolução da equação da quantidade de movimento para obter um campo de velocidades intermédio;
- Resolução da equação da pressão;
- Correção do fluxo de massa nos volumes de controlo;
- Correção das velocidades em função do campo de pressão;
- Atualização das condições fronteira.

A Figura 3.4 mostra o fluxograma do algoritmo PIMPLE.

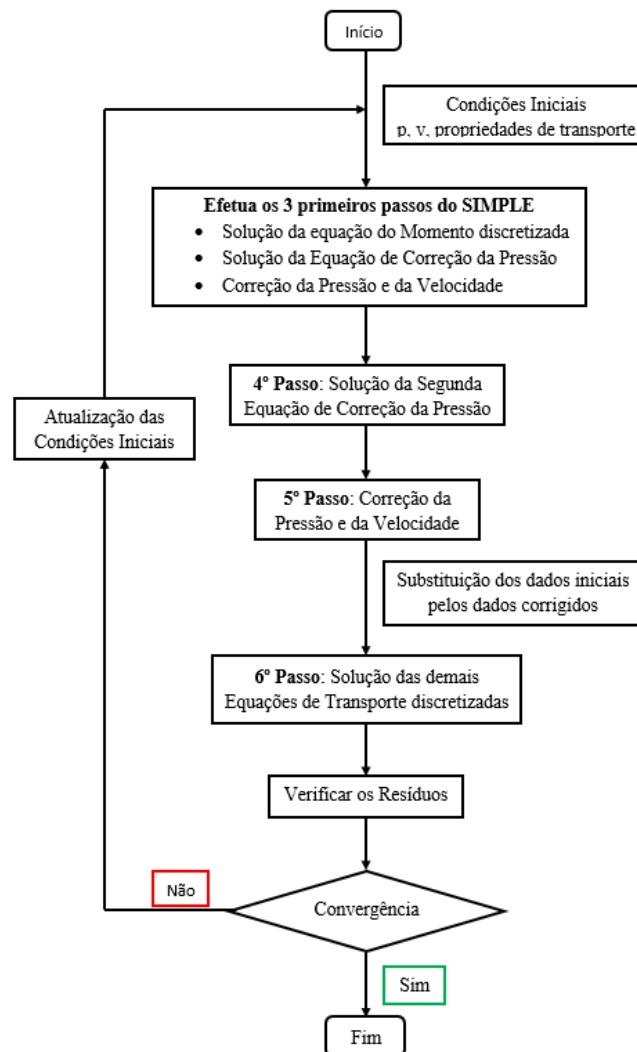


Figura 3.4 - Fluxograma do algoritmo PIMPLE (Fonte: Adaptado de Versteeg e Malalasekera, 2007).

Parâmetros de controle das simulações

O problema para a solução do problema da cavidade isotérmica foi resolvido com o *solver laplacianFoam*. Na Tabela 3.1 são apresentadas as principais configurações utilizadas na solução da cavidade isotérmica.

Tabela 3.1 - Parâmetros de controle para solução da cavidade isotérmica.

Variável	Parâmetro
Versão do software	7.0
Algoritimos	SIMPLE
Solução do sistema linear	
Temperatura	PCG
Esquemas de interpolação	
Transiente	Euler
Gradientes	Gauss linear
Laplacianos	Gauss linear corrected

Para os problemas de cavidade convectiva 2D e 3D foi utilizado o *solver chtMultiRegionFoam*. Nas Tabelas 3.2 e 3.3 são descritos os principais parâmetros de controle para os casos 2D e 3D, respectivamente.

Tabela 3.2 - Parâmetros de controle para solução da cavidade convectiva 2D.

Variável	Parâmetro
Versão do software	7.0
Algoritimos	SIMPLE
Solução do sistema linear	
Temperatura	PCG
Esquemas de interpolação (sólido)	
Transiente	SteadyState
Gradientes	Gauss linear
Laplacianos	Gauss linear corrected

Tabela 3.3 - Parâmetros de controle para solução da cavidade convectiva 3D.

Variável	Parâmetro	
	sólido	fluido
Versão do software	7.0	
Algoritimos	PIMPLE	PIMPLE
Solução do sistema linear		
Temperatura	PCG	PBiCGStab
Velocidade	-	PBiCGStab
Pressão (p_rgh)	-	GAMG
Funções de interpolação		
Transiente	steadyState	Euler
Gradientes	Gauss linear	
Laplacianos	Gauss linear corrected	
Divergentes		
velocidade		Gauss upwind
Temperatura		Gauss upwind

3.3. Análise paramétrica

O método de busca exaustiva (BE) foi utilizado para encontrar as geometrias que minimizam a máxima temperatura do sólido. A busca pela geometria ótima deve-se às simulações de todas as configurações do domínio (dentro de um intervalo previamente definido). O método também conhecido por força bruta para otimizar geometrias, é uma das primeiras alternativas e mais triviais de ser implementada (Haupt, 2004, Burke; Kendall, 2006). Através do método BE gera-se uma quantidade de soluções do problema de forma sistemática, as quais são avaliadas por vez. A melhor solução encontrada (forma ótima) é aquela que tem a menor temperatura máxima minimizada do problema. Esse método de buscar a melhor solução baseia-se em um algoritmo prático de simples implementação para resolver problemas importantes. Devido a sua simplicidade, raramente é eficiente e dependendo do problema a ser solucionado o processamento torna-se lento. Porém, quanto mais candidatos à solução do problema existirem, maior é o custo de execução do algoritmo. Por isso, a busca exaustiva é utilizada em casos onde o tamanho do problema é limitado, ou quando a facilidade de implementação tem mais importância que a velocidade de execução.

Segundo Khoury e Harder (2016), esse é um método útil e funcional que por sua simplicidade torna-o um bom método para o estudo geométrico. O método de busca exaustiva refere-se a qualquer sequência de ações de busca que analisa sistematicamente soluções sucessivas até encontrar uma solução aceitável ou que atinja o número máximo de tentativas predefinido. Khoury e Harder (2016) acrescentam que embora o método da busca exaustiva pareça pouco sofisticado, possibilita a vantagem de estudar qualquer configuração geométrica, mesmo as que possuem comportamento complexo e irregular. Além disso, o método não faz suposições sobre as geometrias estudadas e não requer um ponto de partida específico. Portanto, a aplicação do método pode realizar uma busca e gerar bons resultados em situações de completa ausência de conhecimento. No entanto, em solução de problemas complexos onde se tem grande esforço computacional, sua aplicabilidade não é aceitável.

4. METODOLOGIA

Esse capítulo apresenta a descrição dos modelos matemáticos necessários para a solução do problema de resfriamento de uma cavidade inserida em um corpo sólido de condutividade térmica constante com geração interna de calor em regimes transiente e estacionário.

4.1. Cavidade isotérmica 2D

Para o caso da cavidade de resfriamento isotérmica, é considerada apenas a região sólida conforme mostrado na Fig. 4.1. O sólido de material alumínio, possui as seguintes propriedades físicas: massa específica (ρ) = 2702 [kg/m³], calor específico (c) = 903 [J/kg K], condutividade térmica (k) = 237 [W/m K], taxa de geração de calor interno variável (q_t''') = 10000 [W/m³] e temperatura prescrita (T_∞) = 300 [K]. O sólido possui volume fixo que é determinado pela largura L , altura H e espessura W . Neste corpo é construído uma cavidade com dimensões L_0 , H_0 e W . É importante destacar que para o teste de independência de malha, o número de elementos para cada geometria irá variar, contudo o tamanho dos elementos será constante. Esta geometria combina dimensões grandes e pequenas e por esta razão uma malha mais refinada será necessário. O sólido está submetido a uma fonte de calor q^0 a qual é função do tempo e dada por

$$q_t^0 = I \cos^2(ft + B) \quad (4.1)$$

onde q_t^0 é a geração de calor [W], f é a frequência [s⁻¹], t é o tempo [s] e B é uma constante adimensional e I o valor máximo para a geração de calor [W].

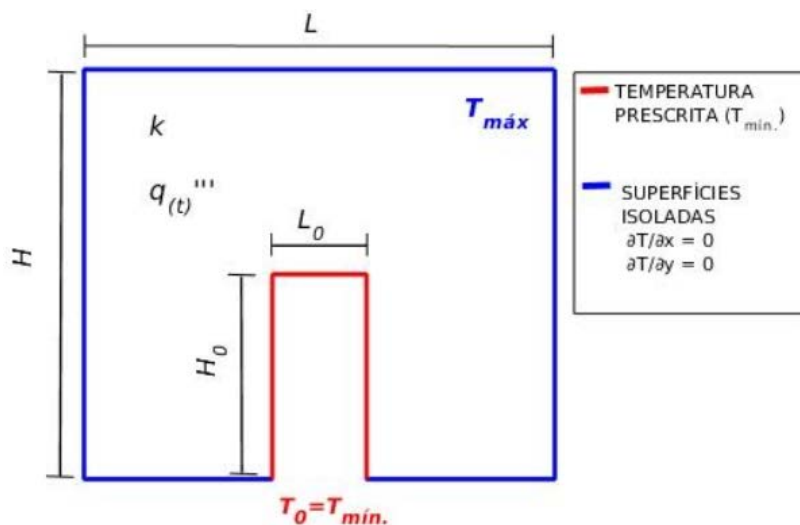


Figura 4.1 - Cavidade isotérmica em forma de I.

Para o caso da cavidade isotérmica, o qual terá um sólido com geração interna de calor em regime transiente, a equação da energia que descreve a física do problema, pode ser escrita na forma simplificada (Çengel 2009)

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + q_t''' = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4.2)$$

onde: k é a condutividade térmica [W/m K], T a temperatura [K], x e y são as coordenadas cartesianas [m], q_t''' a taxa de geração de calor interno por unidade de volume [W/m³].

Baseado nos trabalhos de Almogbel e Bejan (1999), Ledezma, Bejan e Errera (1997) e Souza e Ordóñez, (2011), tem-se que a taxa volumétrica de geração de calor, q_t''' é definida por:

$$q_t''' = \frac{\frac{q_t^0}{W}}{A - A_c} = \frac{q_t^{0'}}{(A - A_c)} \quad (4.3)$$

onde W a espessura do sólido [m] ($W=1$ m para o modelo 2D), A é área total [m²] e A_c é a área da cavidade [m²] e $q_t^{0'}$ é a taxa de transferência de calor [W].

Combinando as equações (4.2) e (4.3) chega-se à função de geração de calor total

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{q_t^{0'}}{(A - A_c)} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4.4)$$

As condições de contorno para o problema da cavidade isotérmica são determinadas da seguinte forma. A superfície externa do sólido é isolada

$$\frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad (4.5)$$

onde n é a direção normal à superfície. Enquanto para as paredes da cavidade (isotérmicas) a temperatura mantém-se constante e prescrita com T_0 .

$$T = T_0 \quad (4.6)$$

Para resolução do problema de forma adimensional, deve-se definir as seguintes variáveis:

$$(\tilde{x}, \tilde{y}) = \frac{(x, y)}{A^{1/2}} \quad (4.7)$$

$$\tilde{T} = \frac{T-T_0}{q_t^0/kW} \quad (4.8)$$

$$\tau = \frac{kt}{\rho c A} \quad (4.9)$$

$$\Phi = \frac{A_c}{A} \quad (4.10)$$

$$\Omega = f \frac{\rho c A}{k} \quad (4.11)$$

A forma adimensional da área total do domínio pode ser expressa como

$$\tilde{H}\tilde{L} = \frac{HL}{A} = 1 \quad (4.12)$$

$$(\tilde{H}, \tilde{L}, \tilde{W}) = \frac{(H, L, W)}{A^{1/2}} \quad (4.13)$$

Para a solução transiente, a Eq. (4.4) pode ser reescrita na forma adimensional como

$$\frac{\partial}{\partial \tilde{x}} \left(\frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \tilde{y}} \left(\frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{y}} \right) + \frac{1}{1-\Phi} l \cos^2(\Omega \tau + B) = \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tau} \quad (4.14)$$

submetido às seguintes condições de contorno

$$\frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{n}} = 0 \quad (4.15)$$

nas superfícies externas, e

$$\tilde{T} = 0 \quad (4.16)$$

nas faces da cavidade isotérmica.

A otimização térmica do problema tem como função objetivo minimizar a resistência ao fluxo de calor, que na formulação adimensional é a temperatura adimensional dada pela Eq. (4.8).

4.2. Cavidade convectiva 2D

Neste caso, as propriedades do sólido de material alumínio são: massa específica (ρ) = 2330 [kg/m³], calor específico (c) = 712 [J/kg K], condutividade térmica (k) = 100 [W/m K], taxa de geração de calor interno constante (q''') = 10000 [W/m³] e temperatura prescrita (T_∞) = 300 [K]. A discretização é idêntica ao caso isotérmico conforme mostrado na Fig. 4.2, contudo as condições de contorno para o problema convectivo são determinadas da seguinte forma: a superfície externa do sólido é isolada, conforme mostra a Eq. (4.5) e nas paredes da cavidade é aplicada a igualdade entre os fluxos de calor por condução (na parte sólida) e por convecção (na parte fluida), desta forma

$$-k \frac{\partial T}{\partial n} = h(T - T_\infty) \quad (4.17)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor [W/m²K] e T_∞ a temperatura da corrente livre do fluido.

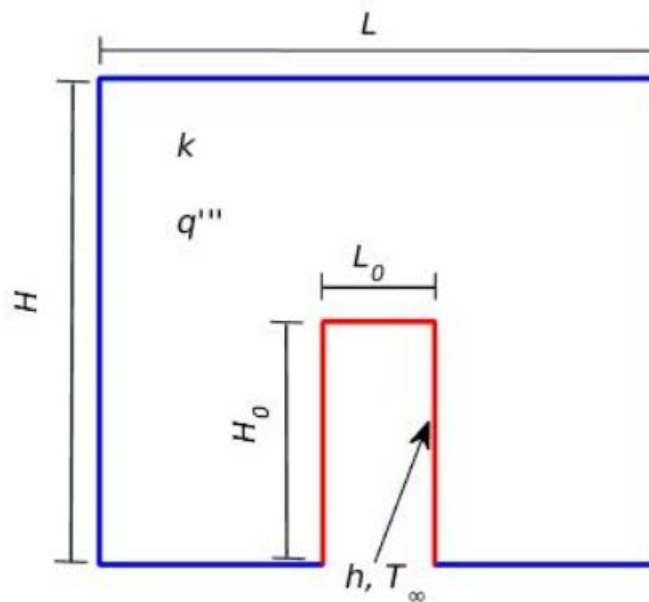


Figura 4.2 - Cavidade convectiva 2D.

Para resolução do problema de forma adimensional, e posterior comparação com o caso convectivo 3D, foi necessário redefinir alguns adimensionais tal que

$$(\tilde{x}, \tilde{y}) = \frac{(x, y)}{D_h} \quad (4.18)$$

$$\tilde{T} = \frac{T - T_\infty}{q''' A/k} \quad (4.19)$$

e o parâmetro adimensional de fluxo de calor

$$\lambda_1 = \frac{hD_h}{k} \quad (4.20)$$

onde D_h é o diâmetro hidráulico dado

$$D_h = \frac{4(L_0 H_0)}{(2L_0 + H_0)} \quad (4.21)$$

Para a solução permanente, a forma adimensional da equação da condução de calor dada por

$$\frac{\partial}{\partial \tilde{x}} \left(k \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \tilde{y}} \left(k \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{y}} \right) + \frac{1}{1-\phi} = 0 \quad (4.22)$$

As paredes externas da cavidade são isoladas enquanto nas paredes internas da cavidade tem-se

$$\frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{n}} = -\lambda_1 \tilde{T} \quad (4.23)$$

4.3. Cavidade convectiva 3D

Para o caso da cavidade convectiva 3D, o sólido possui material com as mesmas propriedades físicas do caso 2D. O domínio possui volume fixo de 0,001 que é determinado pela largura L , altura H e espessura W . A criação da geometria e discretização seguiu o mesmo procedimento descrito para a cavidade isotérmica. No entanto, agora a cavidade é tridimensional e submetida ao escoamento de ar conforme descrito na Fig. 4.3.

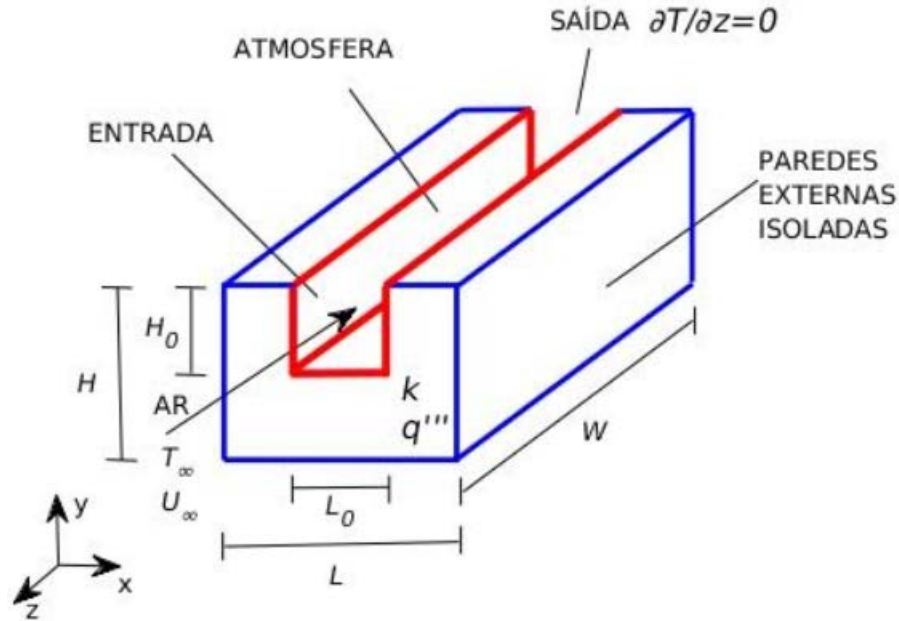


Figura 4.3 - Cavidade convectiva 3D.

Para o sólido, onde apenas condução e geração de calor ocorrem, é possível reescrever a Eq. (4.22) na forma

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{q_t^0}{(A-A_c)W} = 0 \quad (4.24)$$

Para a região do fluido, assume-se um escoamento incompressível, permanente, laminar com propriedades físicas constantes. Desta forma, as equações de transporte que modelam o problema são a equação de conservação da massa (Incropera et. al., 2014)

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right) + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right) = 0 \quad (4.25)$$

onde u , v e w são as componentes Cartesianas do vetor velocidade [m/s].

As equações de conservação da quantidade de movimento (Incropera et. al., 2014)

$$\frac{\partial(\rho_f uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_f vu)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho_f wu)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4.26)$$

$$\frac{\partial(\rho_f uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_f vv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho_f wv)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho_f \quad (4.27)$$

$$\frac{\partial(\rho_f u w)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_f v w)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho_f w w)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4.28)$$

onde p é a pressão [Pa], ρ_f é a massa específica do fluido e μ a viscosidade do fluido [Pa s].

A equação da energia (Incropera et. al., 2014)

$$\frac{\partial(\rho_f u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_f v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho_f w T)}{\partial z} = \frac{k_f}{c_f} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (4.29)$$

onde k_f é a condutividade térmica do fluido [W/m K] e c_f o calor específico do fluido [J/kg K].

Como condições de contorno para a temperatura, é assumido que todas as paredes externas são isoladas, que na entrada de fluido a temperatura é prescrita (T_∞) e na saída o escoamento é plenamente desenvolvido ($\partial T / \partial z = 0$). Para o escoamento, é definida uma velocidade prescrita na entrada (U_∞), não deslizamento nas paredes da cavidade e pressão prescrita nula (manométrica) nas demais fronteiras fluidas (saída e atmosfera).

Definindo as seguintes variáveis adimensionais

$$(\tilde{x}, \tilde{y}, \tilde{z}) = \frac{(x, y, z)}{D_h} \quad (4.30)$$

$$(\tilde{u}, \tilde{v}, \tilde{w}) = \frac{(u, v, w)}{U_\infty} \quad (4.31)$$

$$\tilde{p} = \frac{p}{\rho_f U_\infty^2} \quad (4.32)$$

$$\tilde{T} = \frac{T - T_\infty}{q''' A / k} \quad (4.33)$$

$$\Phi = \frac{V_c}{V} \quad (4.34)$$

onde U_∞ a velocidade da corrente livre [m/s].

Assim, é possível reescrever as Eqs. (4.30 – 4.33) na forma adimensional dada por

$$\frac{\partial}{\partial \tilde{x}} \left(\frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \tilde{y}} \left(\frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{y}} \right) + \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left(\frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{z}} \right) + \frac{1}{1-\phi} = 0 \quad (4.35)$$

$$\left(\frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} \right) + \left(\frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} \right) + \left(\frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} \right) = 0 \quad (4.36)$$

$$\partial \left(\frac{\tilde{u}\tilde{u}}{\partial \tilde{x}} \right) + \partial \left(\frac{\tilde{v}\tilde{u}}{\partial \tilde{y}} \right) + \partial \left(\frac{\tilde{w}\tilde{u}}{\partial \tilde{z}} \right) = - \left(\frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}} \right) + \left(\frac{1}{Re_D} \right) \left(\frac{\partial^2 \tilde{u}}{\partial \tilde{x}^2} + \frac{\partial^2 \tilde{u}}{\partial \tilde{y}^2} + \frac{\partial^2 \tilde{u}}{\partial \tilde{z}^2} \right) \quad (4.37)$$

$$\partial \left(\frac{\tilde{u}\tilde{v}}{\partial \tilde{x}} \right) + \partial \left(\frac{\tilde{v}\tilde{v}}{\partial \tilde{y}} \right) + \partial \left(\frac{\tilde{w}\tilde{v}}{\partial \tilde{z}} \right) = - \left(\frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{y}} \right) + \left(\frac{1}{Re_D} \right) \left(\frac{\partial^2 \tilde{v}}{\partial \tilde{x}^2} + \frac{\partial^2 \tilde{v}}{\partial \tilde{y}^2} + \frac{\partial^2 \tilde{v}}{\partial \tilde{z}^2} \right) \quad (4.38)$$

$$\partial \left(\frac{\tilde{u}\tilde{w}}{\partial \tilde{x}} \right) + \partial \left(\frac{\tilde{v}\tilde{w}}{\partial \tilde{y}} \right) + \partial \left(\frac{\tilde{w}\tilde{w}}{\partial \tilde{z}} \right) = - \left(\frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{z}} \right) + \left(\frac{1}{Re_D} \right) \left(\frac{\partial^2 \tilde{w}}{\partial \tilde{x}^2} + \frac{\partial^2 \tilde{w}}{\partial \tilde{y}^2} + \frac{\partial^2 \tilde{w}}{\partial \tilde{z}^2} \right) \quad (4.39)$$

$$\partial \left(\frac{\tilde{u}\tilde{T}}{\partial \tilde{x}} \right) + \partial \left(\frac{\tilde{v}\tilde{T}}{\partial \tilde{y}} \right) + \partial \left(\frac{\tilde{w}\tilde{T}}{\partial \tilde{z}} \right) = \left(\frac{1}{Re_D Pr} \right) \left(\frac{\partial^2 \tilde{T}}{\partial \tilde{x}^2} + \frac{\partial^2 \tilde{T}}{\partial \tilde{y}^2} + \frac{\partial^2 \tilde{T}}{\partial \tilde{z}^2} \right) \quad (4.40)$$

onde Re é o número de Reynolds definido como

$$Re = \frac{\rho_f U_\infty D_h}{\mu} \quad (4.41)$$

e Pr o número de Prandtl dado por

$$Pr = \frac{\mu C_f}{k_f} \quad (4.42)$$

Para a solução de problemas de transferência de calor onde existe convecção, a correta determinação do coeficiente de transferência de calor, h , é fundamental para que previsões precisas sejam possíveis. De uma forma geral, a determinação do h depende das propriedades termo físicas do fluido, velocidade do escoamento e geometria do sólido (Incropera et. al., 2014).

Por definição, a partir da lei de resfriamento de Newton, o fluxo de calor por convecção pode ser calculado por

$$q'' = h(T - T_\infty) \quad (4.43)$$

onde, q'' é o fluxo de calor [W/m²].

Com base na Eq. (4.43), o h é definido por:

$$h = \frac{q''}{(T - T_{\infty})} \quad (4.44)$$

5. RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados das simulações realizadas com as variações dos parâmetros geométricos propostas. Inicialmente, apresenta-se os resultados para a cavidade isotérmica intrudida em um sólido com geração interna de calor em regimes permanente e transiente, respectivamente. Posteriormente, serão apresentados os resultados para o caso convectivo, no qual a cavidade é intrudida em um sólido com geração interna de calor em regime permanente, no qual as dimensões do domínio são: $H/L = 1$, $H/L = 5$ e $H/L = 10$.

5.1. Verificação do modelo computacional para a cavidade isotérmica 2D

No trabalho de Biserni et al. (2004), foi minimizada a resistência térmica ($\tilde{T}$) de forma a alcançar a menor temperatura máxima para diferentes valores de Φ em função da geometria da cavidade, representada pela razão entre sua altura e sua largura, H_0/L_0 . Na solução de Biserni et al. (2004), a geração de calor é permanente.

O caso usado como referência foi da geometria da cavidade ótima em forma de I (2D), com o valor de $\Phi = 0,9$ para a relação $(L_0/H_0)_o = 0,94$ onde se obteve a $\tilde{T}_{\max} = 0,00102898$, sendo esta otimizada obtida por Biserni et al. (2004).

O domínio computacional foi discretizado com o software GMSH. Foi realizado um teste de independência de malha, para se determinar o tamanho máximo do elemento da malha que garanta uma solução independente da discretização. Foi assumido que uma diferença percentual menor do que 1% era suficiente para garantir a qualidade dos resultados. A diferença percentual foi calculada por

$$DP_{\max} = \left| \frac{(\tilde{T}_{\max}^j - \tilde{T}_{\max}^{j+1})}{\tilde{T}_{\max}^j} \right| < 0,01 \quad (5.1)$$

De acordo com a Tab. 5.1, o critério de precisão foi alcançado no primeiro refinamento, com uma malha de 7000 elementos e um tamanho de 0,005 [m], sendo esta (malha 2) escolhida como independente.

Tabela 5.1 - Teste de independência de malha: ($\Phi = 0,9$ e $(L_0/H_0)_o = 0,94$).

MALHA	TAMANHO DO ELEMENTO (m)	NÚMERO DE ELEMENTOS	$\tilde{T}_{\max}$	$DP_{\max}$
1	0,007	3036	0,001041680	-----
2	0,005	7000	0,001028980	0,0122
3	0,003	20206	0,001019897	0,0088

A verificação da solução foi realizada através de uma comparação direta com os resultados apresentados por Biserni et al. (2004), para uma cavidade com $H/L = 1$ e $\Phi = 0,3$. Esta comparação é mostrada na Tabela 5.2, onde considera-se os resultados obtidos de outros softwares.

Tabela 5.2 - Verificação da solução numérica com outros softwares.

H_0/L_0	$\tilde{T}_{\max}$ (FIDAP*)	$\tilde{T}_{\max}$ (MATLAB*)	$\tilde{T}_{\max}$ (OPENFOAM)	$ (\tilde{T}_{\max}^{\text{FIDAP}} - \tilde{T}_{\max}^{\text{OpenFOAM}})/\tilde{T}_{\max}^{\text{FIDAP}} $	$ (\tilde{T}_{\max}^{\text{MATLAB}} - \tilde{T}_{\max}^{\text{OpenFOAM}})/\tilde{T}_{\max}^{\text{MATLAB}} $
1,875	0,18730	0,1873	0,1864	$4,805 \times 10^{-3}$	$4,805 \times 10^{-3}$
1,2	0,14360	0,1435	0,1432	$2,786 \times 10^{-3}$	$2,091 \times 10^{-3}$
0,8334	0,10865	0,1086	0,1086	$4,602 \times 10^{-4}$	0
0,4686	0,06574	0,0657	0,0658	$9,127 \times 10^{-4}$	$1,522 \times 10^{-3}$
* Biserni et al., (2004).					

Para os resultados de Biserni et al. (2004), mostrado na Tab. 5.2, os softwares utilizam o Método de Elementos Finitos (MEF) para a discretização das equações de transporte. É importante destacar que os resultados da verificação estão de acordo, onde a maior diferença está em torno de 0,004805.

Outra comparação com os resultados de Biserni et al. (2004), é apresentada na Fig. 5.1, a qual trata-se de diferentes valores de Φ em função da geometria. Nota-se que os resultados da solução que utiliza o software OpenFOAM estão de acordo com a literatura.

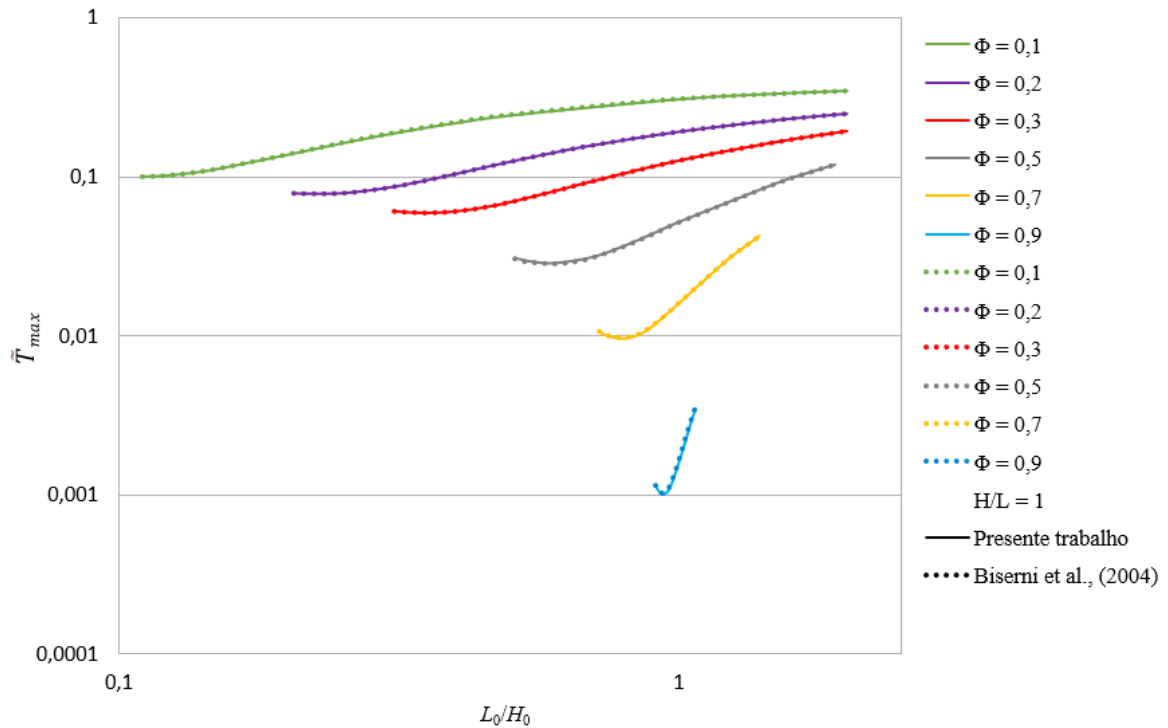


Figura 5.1 - Minimização da resistência térmica global para diferentes valores de Φ em função de L_0/H_0 (cavidade isotérmica).

5.2. Verificação do modelo computacional para a cavidade convectiva 2D

No trabalho de Rocha et al. (2010), foi minimizada a resistência térmica ($\tilde{T}$) de forma a alcançar a menor temperatura máxima para diferentes valores de Φ em função da geometria da cavidade, representada pela razão entre sua altura e sua largura, H_0/L_0 .

O caso usado como referência foi da geometria da cavidade ótima em forma de I, com o valor de $\Phi = 0,1$ para a relação $(L_0/H_0)_o = 0,11$ com dimensão $H/L = 1$, onde se obteve a $\tilde{T}_{\max} = 89,346$. Esta geometria foi otimizada por Rocha et al. (2010).

Para o estudo da solução independente da malha do domínio computacional empregado, as malhas investigadas foram criadas conforme mostrado na Tab. 5.3.

Tabela 5.3 - Teste de independência de malha: ($\Phi = 0,9$ e $(L_0/H_0)_o = 0,11$).

MALHA	TAMANHO DO ELEMENTO (m)	NÚMERO DE ELEMENTOS	$\tilde{T}_{\max}$	$DP_{\max}$
1	0,002	222285	89,471	-----
2	0,0015	397118	89,346	$1,397101 \times 10^{-3}$
3	0,0012	619870	89,293	$5,931990 \times 10^{-4}$

Os resultados mostrados na Tab. 5.3 indicam que se obteve o critério através da Eq. (5.1) na malha 2 com 397118 elementos. Dessa forma, considera-se a malha 2 independente e a mesma será empregada no restante das simulações realizadas no trabalho.

A verificação da solução foi realizada através de uma comparação direta com os resultados apresentados por Rocha et al. (2010), para uma cavidade com $H/L = 1$, $\Phi = 0,1$, $\lambda = 1$ e $H_0/L_0 = 0,15$, conforme mostra a Tab. 5.4. Importante destacar, que na solução de Rocha et al. (2010), o coeficiente de transferência de calor, h , é constante. Vale ressaltar que os resultados da tabela abaixo estão de acordo, onde a maior diferença entre as soluções está em 0,002927.

Tabela 5.4 - Verificação da solução numérica.

Número de elementos	$\tilde{T}_{\max}$ (MATLAB*)	$\tilde{T}_{\max}$ (OPENFOAM)	$ (\tilde{T}_{\max}^{\text{MATLAB}} - \tilde{T}_{\max}^{\text{OpenFOAM}}) / \tilde{T}_{\max}^{\text{MATLAB}} $
161	0,642868	0,64475	$2,927 \times 10^{-3}$
644	0,643239	0,64391	$1,043 \times 10^{-3}$
2576	0,643318	0,64350	$2,829 \times 10^{-4}$
10304	0,643334	0,64253	$1,249 \times 10^{-3}$
* Rocha et al. (2010).			

Para os resultados de Rocha et al. (2010), mostrado na Tab. 5.4, o software utiliza um código do Método de Elementos Finitos (MEF) para discretizar a equação de transporte.

Uma outra comparação com os resultados de Rocha et al. (2010), é apresentada na Fig. 5.2, a qual trata-se de diferentes valores de Φ em função da geometria. Os resultados da solução do presente trabalho estão em conformidade com a literatura, encontrado por Rocha et al. (2010).

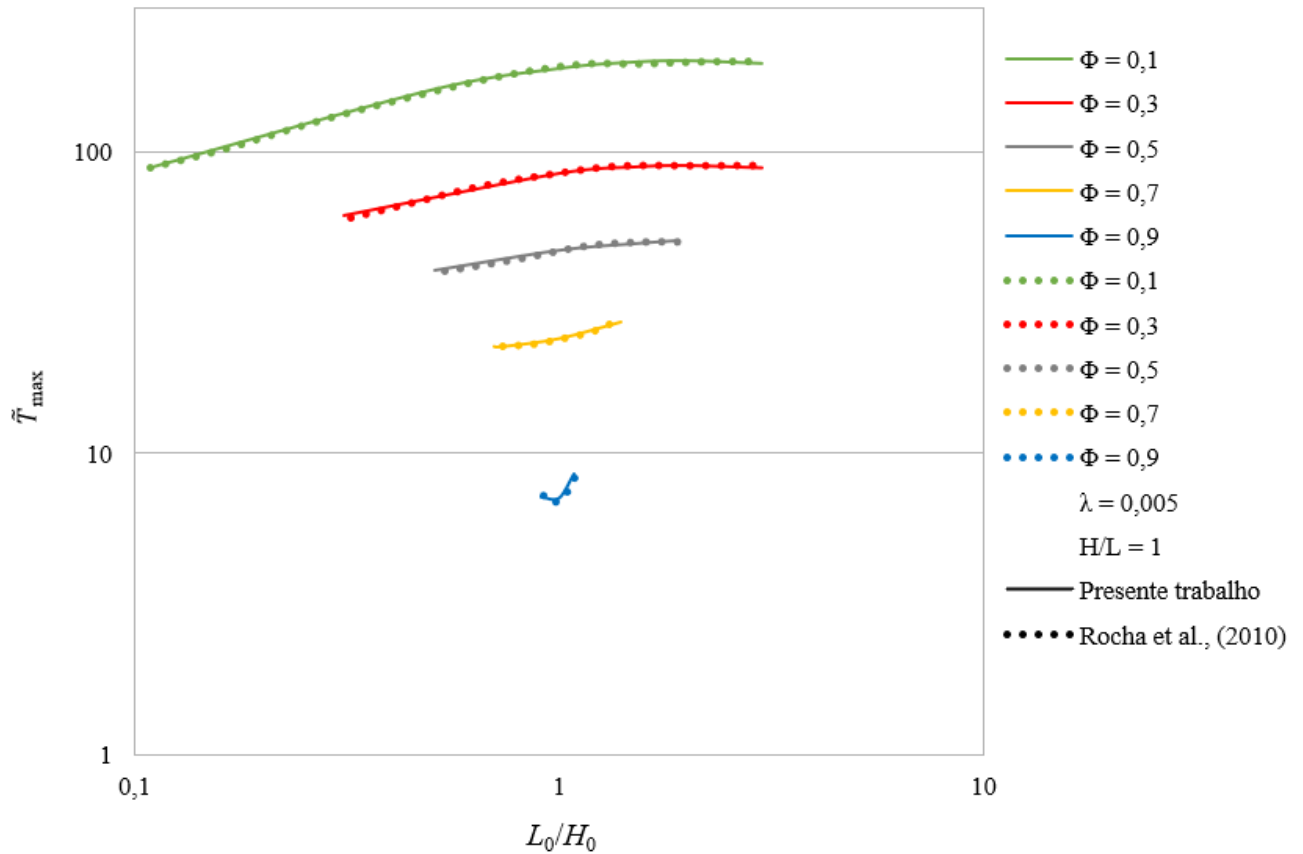


Figura 5.2 - Minimização da resistência térmica global para diferentes valores de Φ em função de L_0/H_0 (cavidade convectiva 2D).

5.3. Resultados para a cavidade isotérmica 2D

O primeiro caso estuda a cavidade isotérmica operando em regime permanente. Neste, a otimização referente à cavidade mostrada na Fig. 4.1 consiste em determinar o campo de temperaturas para diversas configurações. A investigação baseia-se em atribuir alguns valores da relação A_c/A , a qual foi denominado de Φ , e para cada valor deste encontra-se vários valores do grau de liberdade da cavidade (L_0/H_0). A avaliação geométrica é baseada somente na variação da fração de L_0/H_0 para diferentes valores de Φ , conforme mostra resumidamente a Figura 5.3.

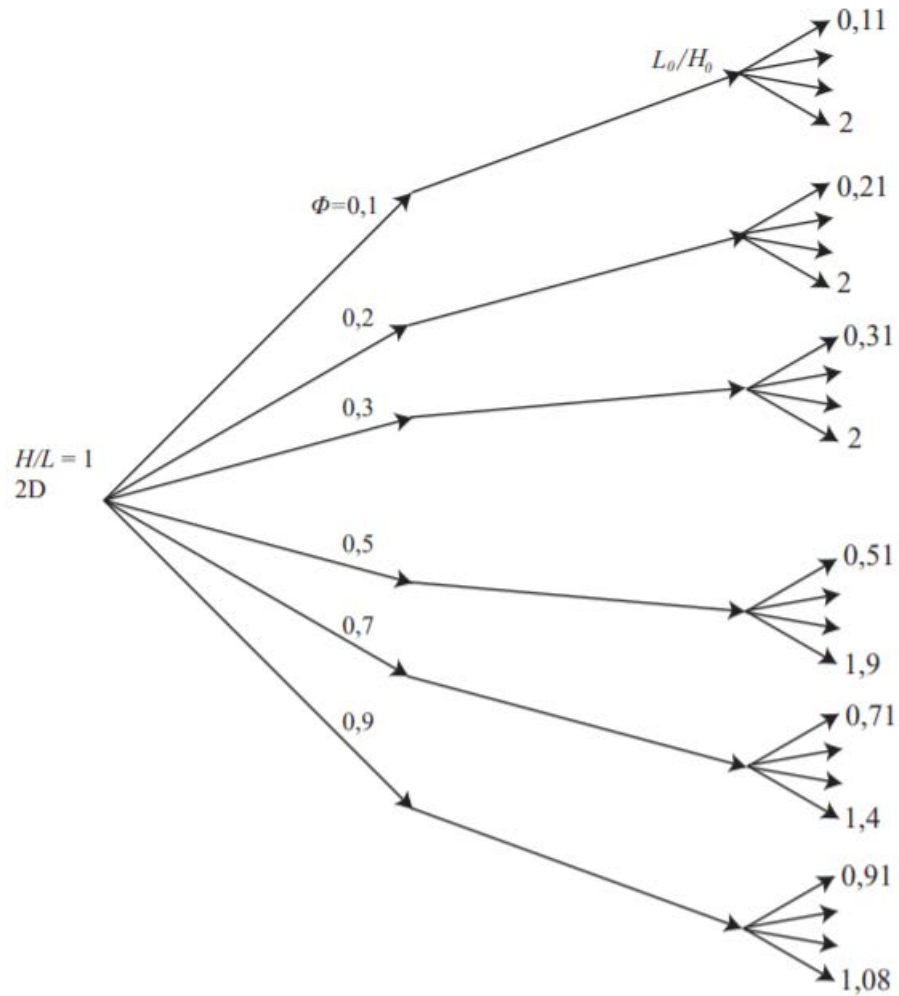


Figura 5.3 - Diagrama representativo da avaliação da cavidade isotérmica 2D.

A Tabela 5.5 apresenta os valores de Φ relacionados com os valores ótimos (mínima máxima temperatura $\tilde{T}_{\max}$) da relação do grau de liberdade da cavidade em forma de I. Foi utilizada em todas as simulações a malha independente conforme definido na Tab. 5.1.

Tabela 5.5 - Otimização da cavidade em I. Valores ótimos de $\tilde{T}_{\max}$ para diferentes valores de Φ .

Φ	$(L_0/(H_0))_o$	$(\tilde{T}_{\max})_{\min}$
0,1	0,11	0,00806819
0,2	0,21	0,00624677
0,3	0,35	0,00455751
0,5	0,6	0,00199175
0,7	0,8	0,00057212
0,9	0,94	0,00011234

Da análise dos resultados mostrados na Tab. 5.5 percebe-se que conforme cresce o valor de Φ , a temperatura máxima diminui em consequência da minimização da resistência térmica global.

Uma segunda análise considera um termo fonte transiente, onde a fonte de calor é uma função cosseno, que varia com o tempo. Vale ressaltar que para obter os resultados, o tempo de processamento para cada simulação em ambos os casos (regime permanente e regime transiente) é instantâneo. A Figura 5.4 mostra o comportamento do termo fonte para a solução transiente para diferentes valores de frequência. A fonte foi ajustada para variar no intervalo de zero (0) a um (1). A solução foi executada para um determinado período de tempo (10000 s). Percebe-se que a partir de um determinado tempo, as temperaturas se mantêm constantes até o final da solução transiente. Para este caso, têm-se diferentes frequências e oscilações. Vale destacar que para a menor frequência obtêm-se a maior oscilação.

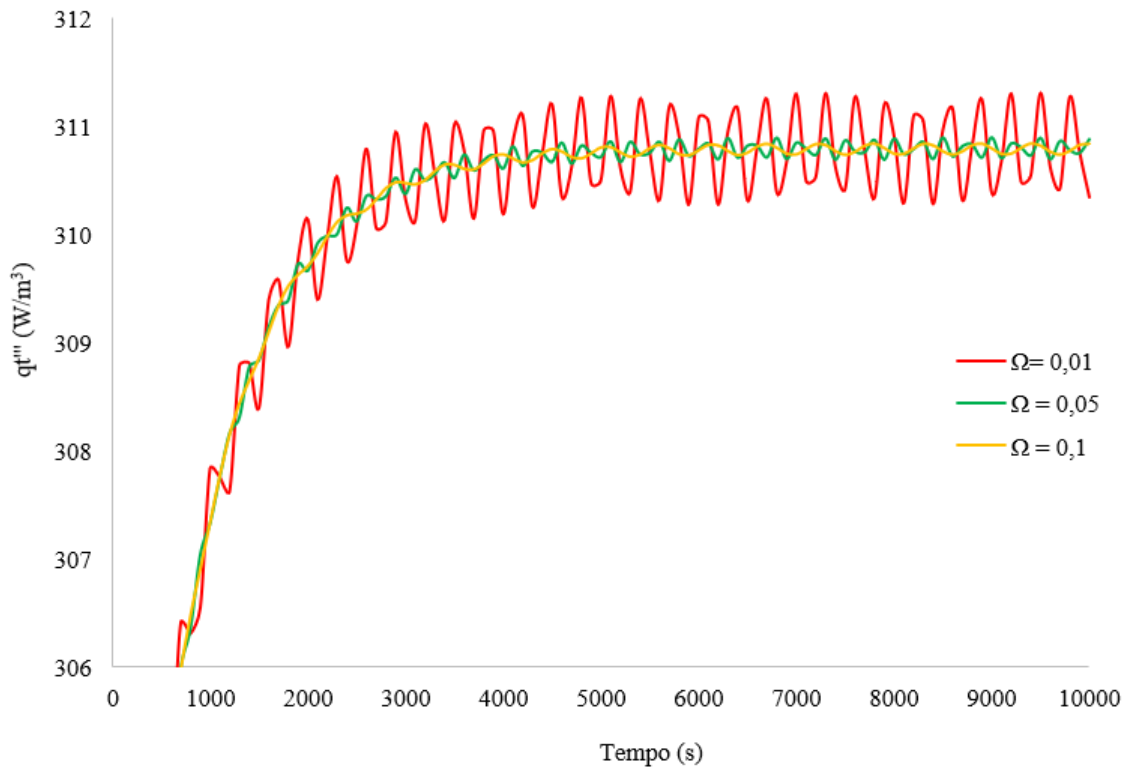


Figura 5.4 - Termo fonte para a solução transiente ($B = 0$).

O mesmo problema de otimização foi resolvido novamente para cavidade em I e os resultados são apresentados na Tab. 5.6, que mostra os valores das temperaturas máximas para cada L_0/H_0 referente a $\Phi = 0,9$ (forma otimizada) para os dois casos (fonte de calor permanente e variável).

Tabela 5.6 - As $\tilde{T}_{\max}$ para $\Phi = 0,9$ com fontes de calor permanente e variável.

L_0/H_0	$\tilde{T}_{\max}$ (Fonte Permanente)	$\tilde{T}_{\max}$ (Fonte Variável)
0,91	$1,14992 \times 10^{-3}$	$1,2474 \times 10^{-4}$
0,92	$1,08321 \times 10^{-3}$	$1,1775 \times 10^{-4}$
0,93	$1,03523 \times 10^{-3}$	$1,1337 \times 10^{-4}$
0,94	$1,02898 \times 10^{-3}$	$1,1234 \times 10^{-4}$
0,95	$1,05107 \times 10^{-3}$	$1,1455 \times 10^{-4}$
0,96	$1,10715 \times 10^{-3}$	$1,1976 \times 10^{-4}$
0,97	$1,18340 \times 10^{-3}$	$1,2806 \times 10^{-4}$
0,98	$1,31378 \times 10^{-3}$	$1,3865 \times 10^{-4}$
1,0	$1,62455 \times 10^{-3}$	$1,659 \times 10^{-4}$
1,05	$2,85289 \times 10^{-3}$	$2,4964 \times 10^{-4}$
1,07	$3,48140 \times 10^{-3}$	$2,8219 \times 10^{-4}$
1,08	$3,82489 \times 10^{-3}$	$2,9846 \times 10^{-4}$

Devido ao fato de a fonte de calor transiente fornecer menos energia por unidade de tempo ao sólido, como esperado, os valores de $\tilde{T}_{\max}$ são inferiores aos valores obtidos com o caso de regime permanente. No entanto, a constatação importante neste estudo está no fato de que a geometria ótima da cavidade I é a mesma em ambas soluções. Outra análise, é que para a cavidade I as configurações são sempre as mesmas e não depende da fonte de calor. Para o caso transiente as temperaturas oscilam, ou seja, aumentam e diminuem, respectivamente. Essa observação também ocorre para as temperaturas máximas que se repetirá continuamente. Do ponto de vista em geral, ambas as soluções (regime permanente e transiente) são transitórias, sendo que a fonte variável de origem é dependente do tempo. A Figura 5.5 mostra a comparação dos resultados para os valores de Φ , obtidos para o regime permanente e o regime transiente.

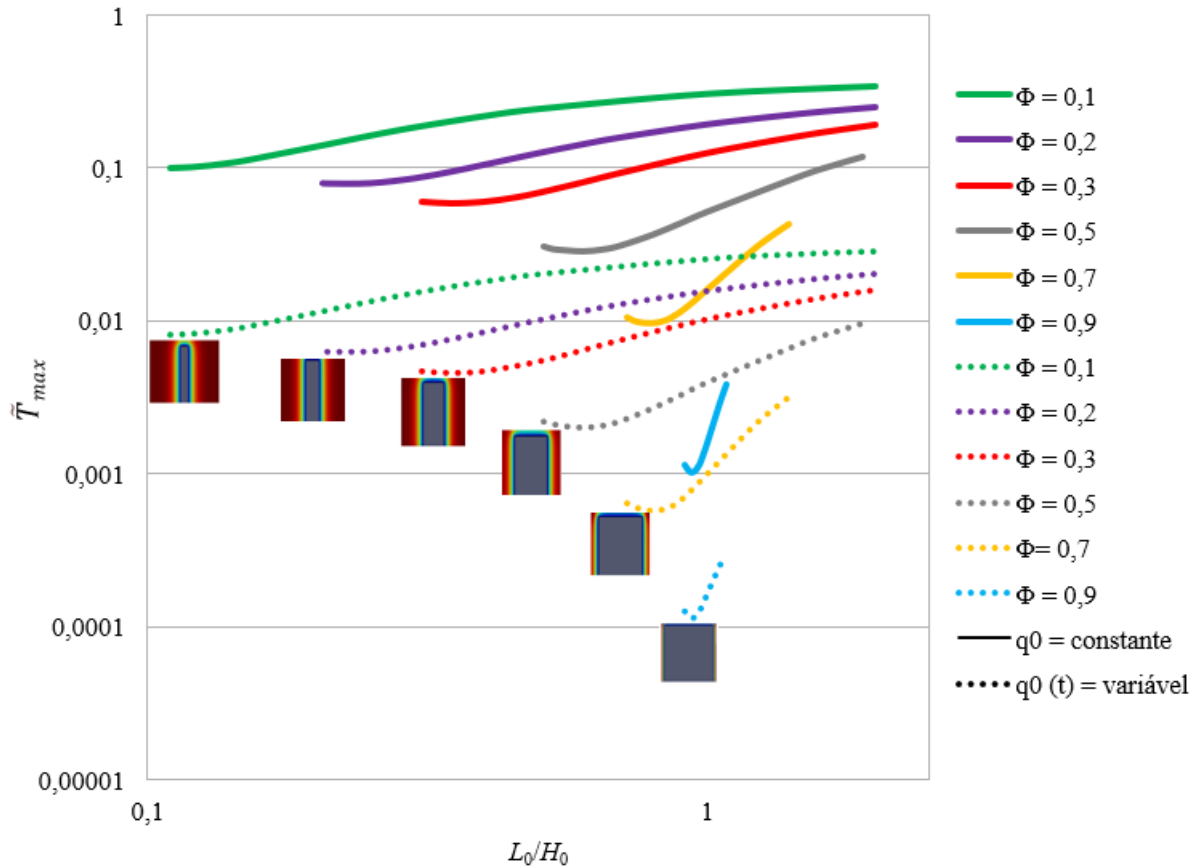


Figura 5.5 - Comparação dos resultados para os regimes permanente e transiente.

5.4. Resultados para a cavidade convectiva 3D

Para o problema convectivo, os resultados serão apresentados no âmbito de estudos no processo de otimização geométrica da cavidade com escoamento laminar do fluido (ar) com diferentes números de Reynolds (100, 400 e 1000).

Inicialmente, apresenta-se o efeito da razão L_0/H_0 que varia no intervalo de 0,11 a 3, sobre a taxa de transferência de calor em um domínio $H/L = 1$ para o valor de Φ variando de 0,1 a 0,9. Posteriormente, serão analisados os resultados para um domínio $H/L = 5$. E por fim, os resultados em um domínio $H/L = 10$. Para estes dois últimos casos a razão L_0/H_0 varia no intervalo de 0,011 a 0,3 para os mesmos valores de Φ . O tempo de processamento das simulações variam para cada caso. Em geral, o tempo médio de processamento dá-se em torno de cinco (5) horas para cada simulação realizada. A avaliação geométrica é baseada somente na variação da fração de L_0/H_0 para diferentes valores de Φ e fração de domínio, conforme mostra resumidamente as Figuras 5.6-5.8.

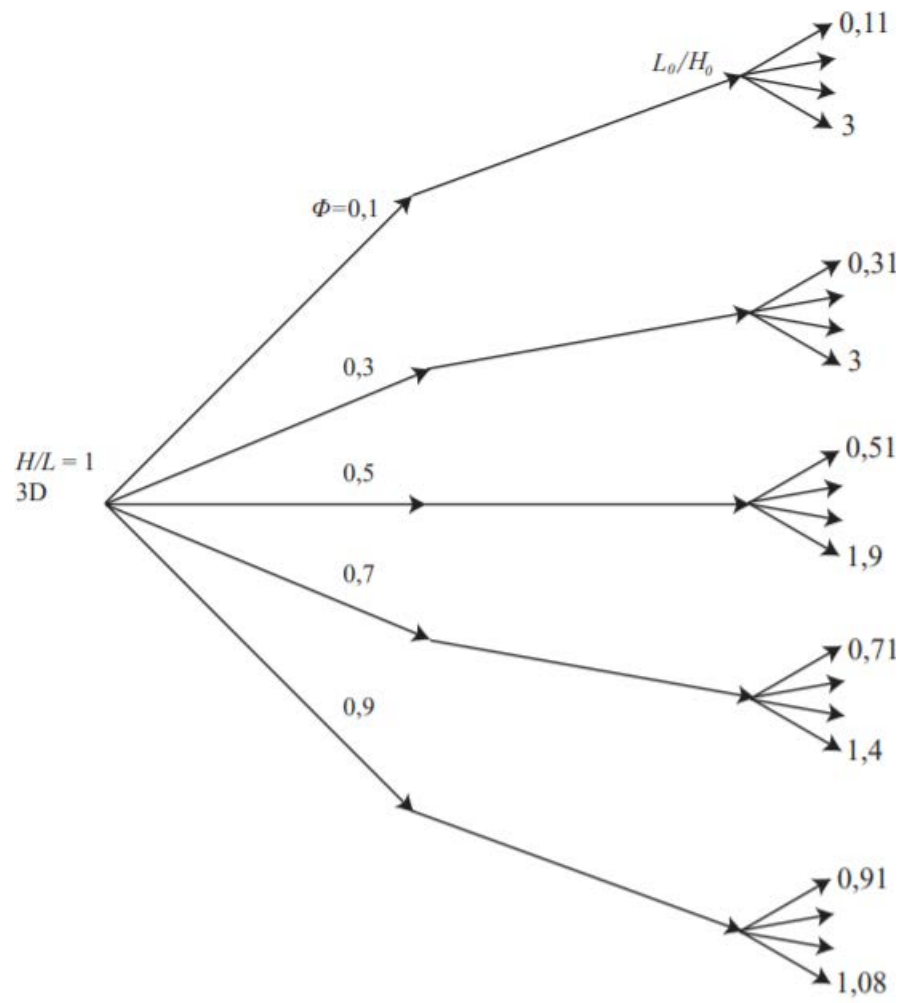


Figura 5.6 - Diagrama representativo da avaliação da cavidade convectiva 3D para a fração de domínio $H/L = 1$.

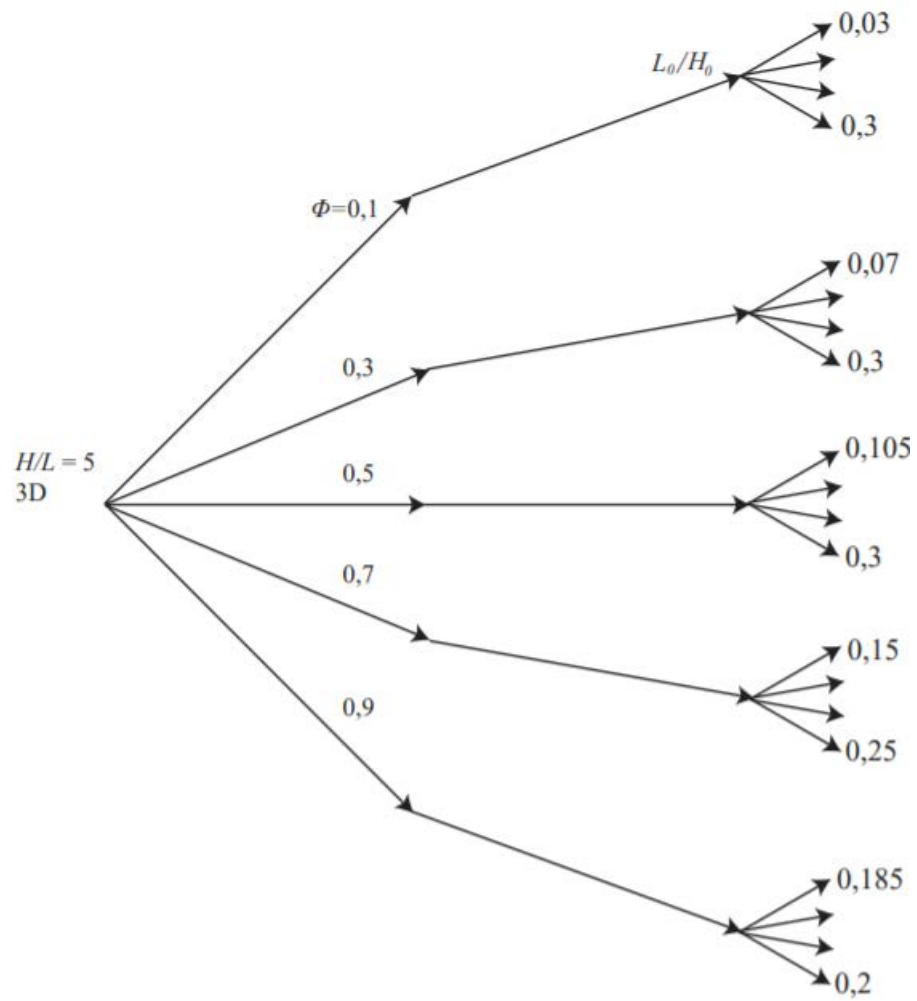


Figura 5.7 - Diagrama representativo da avaliação da cavidade convectiva 3D para a fração de domínio $H/L = 5$.

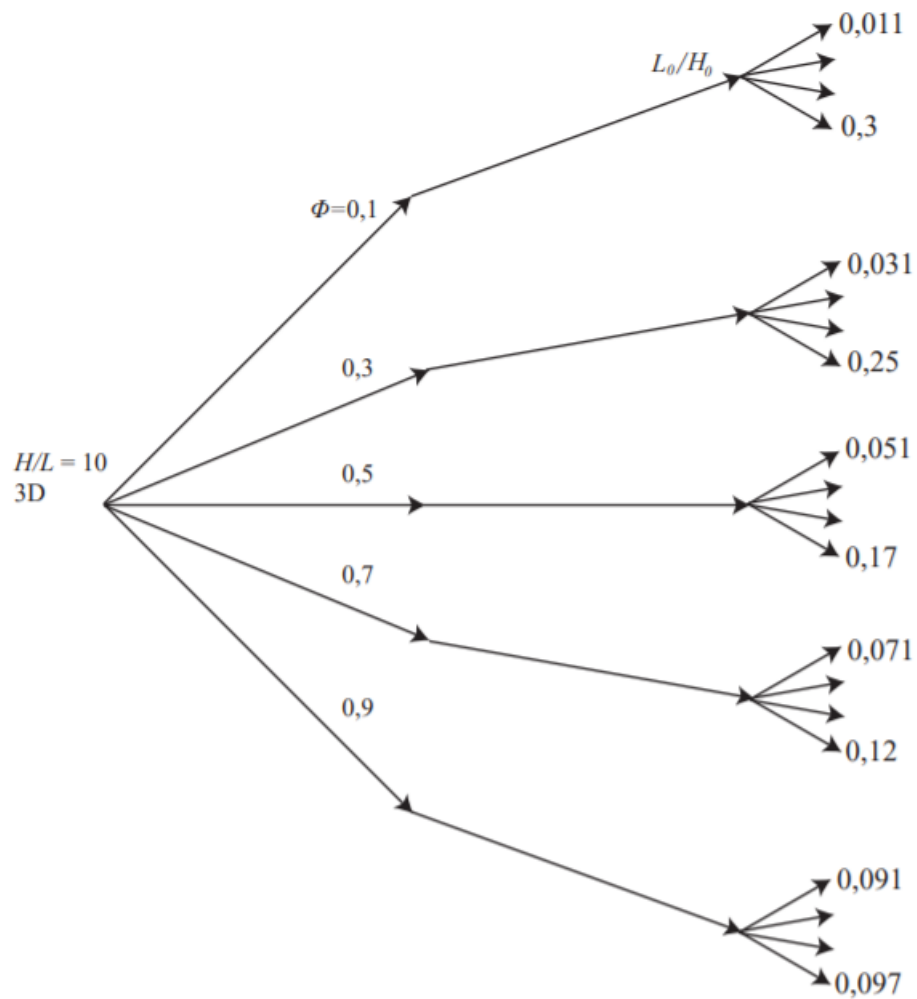


Figura 5.8 - Diagrama representativo da avaliação da cavidade convectiva 3D para a fração de domínio $H/L = 10$.

As Figuras 5.9-5.11 representam a simulação realizada para um caso da cavidade convectiva em 3D, onde mostra-se os campos de temperatura, velocidade, pressão nos planos x, y, z e cortes no plano xoy e yoz, para $H/L = 1$, $W = 0,1$, $\Phi = 0,1$, $L_0/H_0 = 0,11$ e o número de $Re = 1000$.

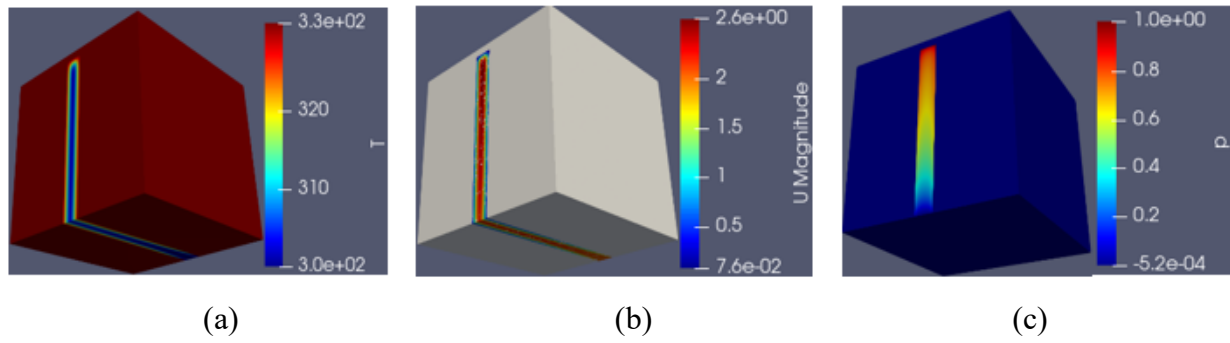


Figura 5.9 - Simulação - cavidade convectiva 3D: (a) campos de temperatura, (b) campos de velocidade, (c) campos de pressão.

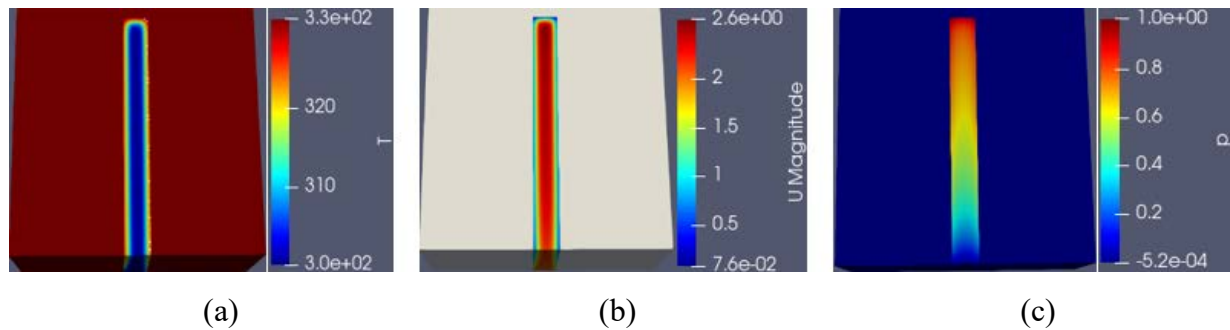


Figura 5.10 - Simulação - cavidade convectiva 3D com cortes no plano xoy: (a) campos de temperatura, (b) campos de velocidade, (c) campos de pressão.

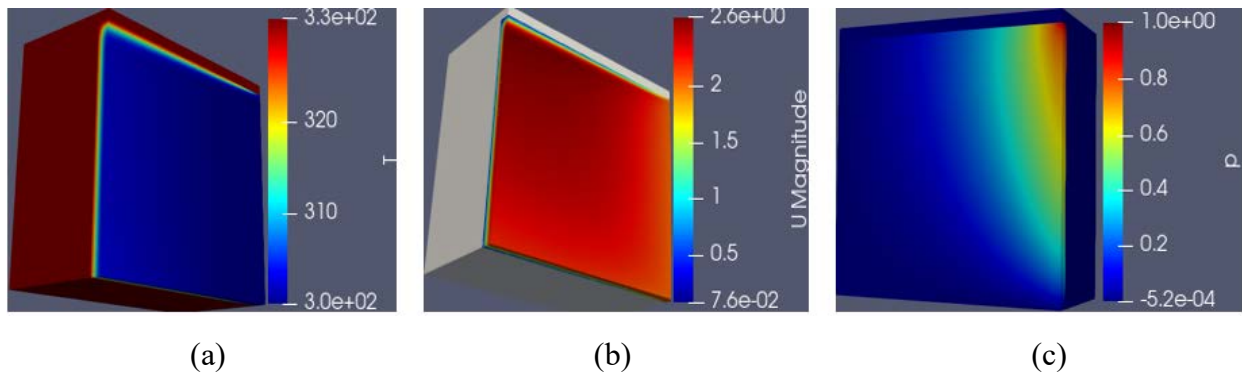


Figura 5.11 - Simulação - cavidade convectiva 3D com cortes no plano yoz: (a) campos de temperatura, (b) campos de velocidade, (c) campos de pressão.

Nas Figs. 5.12-5.14 são apresentados os resultados para a otimização da cavidade 3D para os três Re estudados e $H/L = 1$. De uma forma geral, observa-se que com o aumento da razão L_0/H_0 acontece um aumento da $\tilde{T}_{\max}$, ou seja, a melhor configuração geométrica que minimiza a $\tilde{T}_{\max}$ ocorre

para os menores valores possíveis de L_0/H_0 o que coincide com a maior inserção da cavidade no domínio do sólido. Excepcionalmente, para $\Phi = 0,9$ observa-se um ponto mínimo, ou seja, a mínima $\tilde{T}_{\max}$ não ocorre para o menor valor de L_0/H_0 . Os resultados também comprovam que quanto maior o número de Re e o Φ , menores são as $\tilde{T}_{\max}$ para todos os domínios estudados.

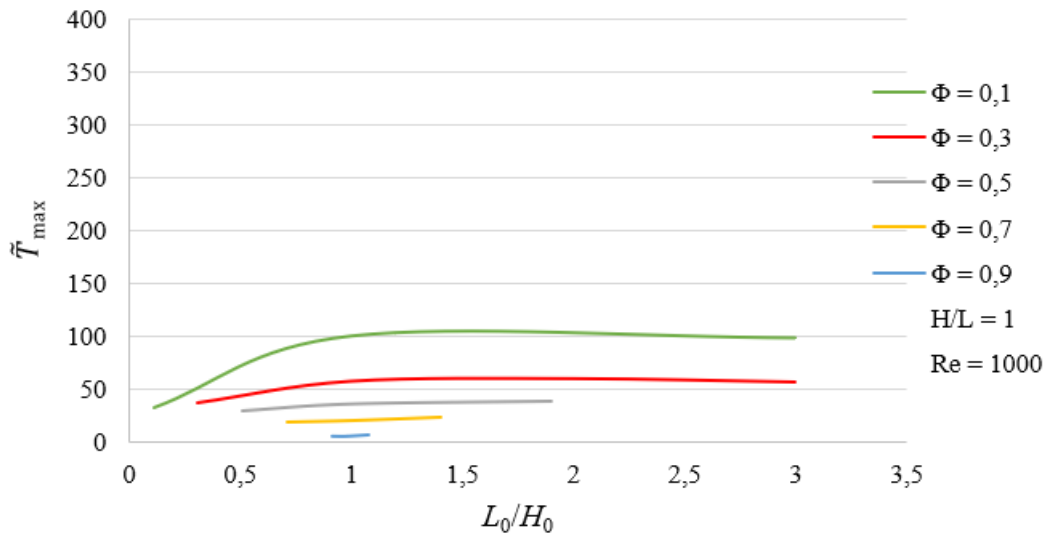


Figura 5.12 - Minimização da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 para vários valores de Φ com $Re = 1000$.

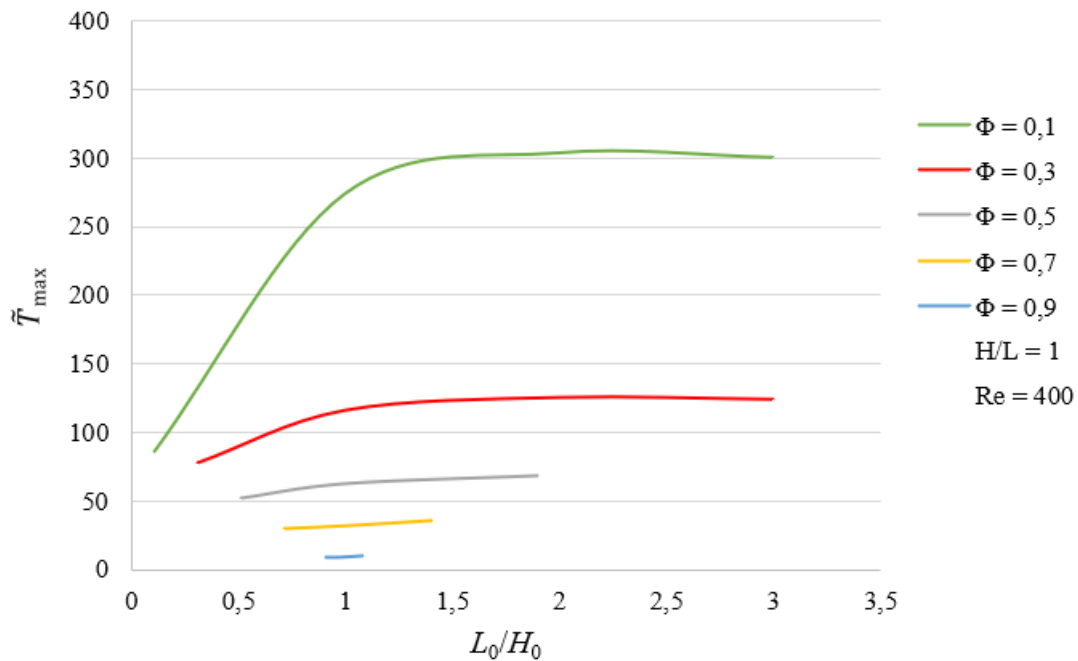


Figura 5.13 - Minimização da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 para vários valores de Φ com $Re = 400$.

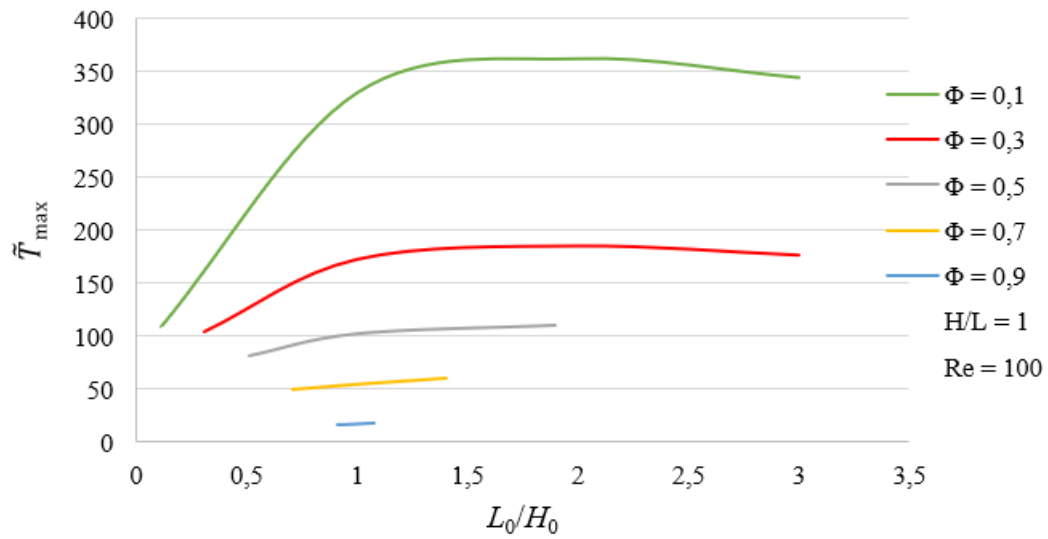


Figura 5.14 - Minimização da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 para vários valores de Φ com $Re = 100$.

A Figura 5.15 mostra as configurações geométricas para o melhor e pior caso para a fração de domínio $H/L = 1$.

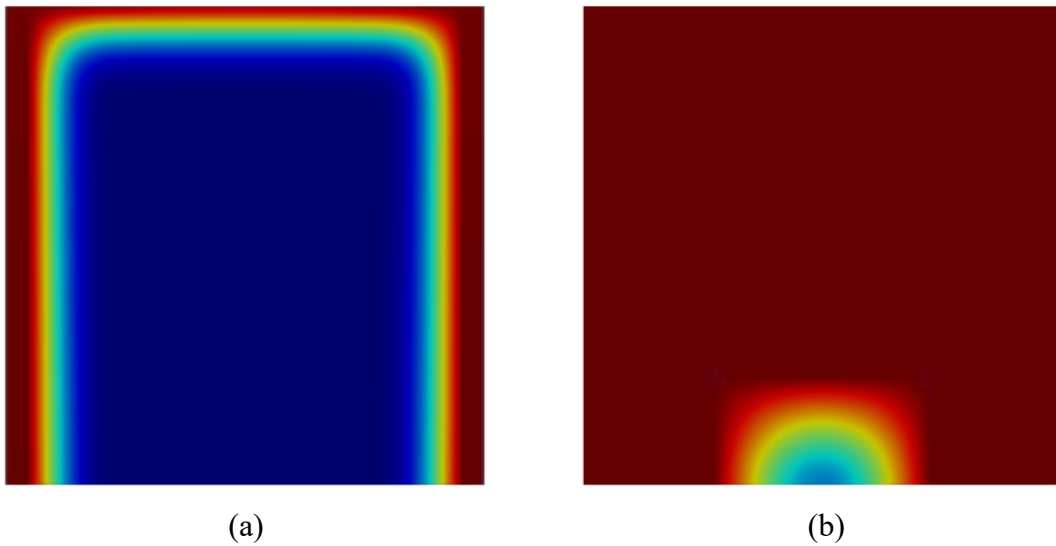


Figura 5.15 - Configurações geométricas para $H/L = 1$: (a) $Re = 1000$ - melhor geometria $\Phi = 0,9$; $L_0/H_0 = 0,94$, (b) $Re = 100$ - pior geometria $\Phi = 0,1$; $L_0/H_0 = 2$.

Para as razões de domínio estudadas $H/L = 5$ e $H/L = 10$, conforme as Figs. 5.16-5.18 e 5.20-5.22, observa-se que para todos os números de Φ e Re há um aumento da $\tilde{T}_{\max}$ para o acréscimo da

fração L_0/H_0 . Sendo que a melhor configuração geométrica é aquela onde ocorre a maior inserção da cavidade no sólido para todos os números de Φ e Reynolds, ou seja, menores valores possíveis de L_0/H_0 .

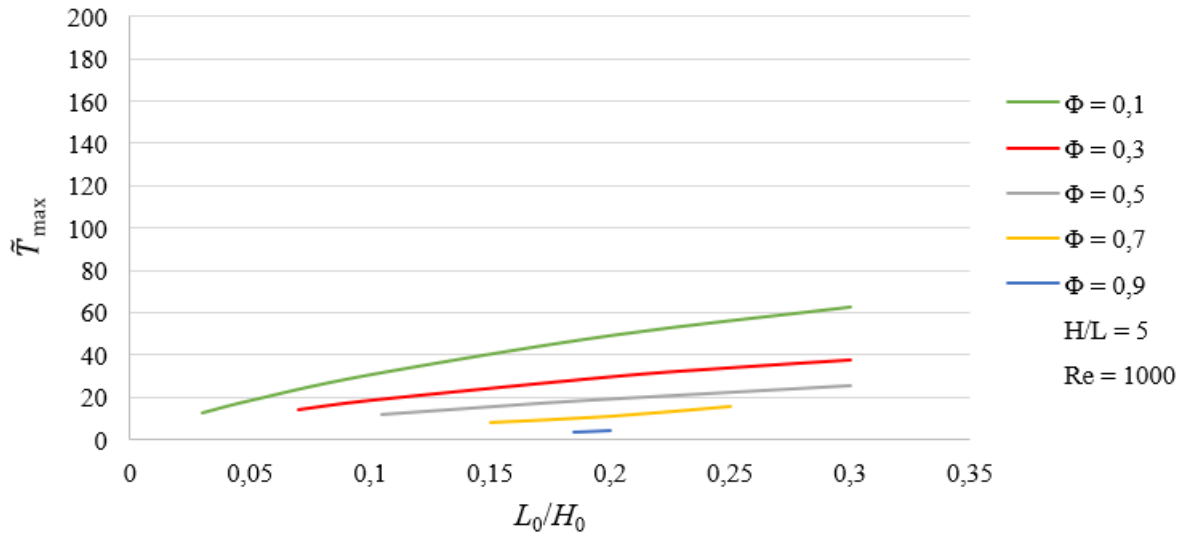


Figura 5.16 - Minimização da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 para vários valores de Φ com $Re = 1000$.

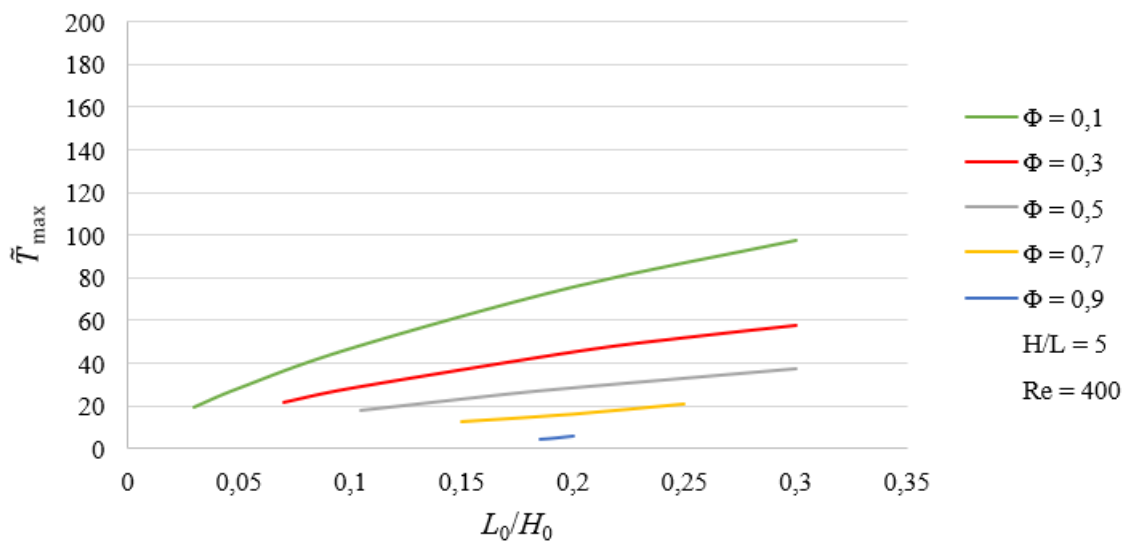


Figura 5.17 - Minimização da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 para vários valores de Φ com $Re = 400$.

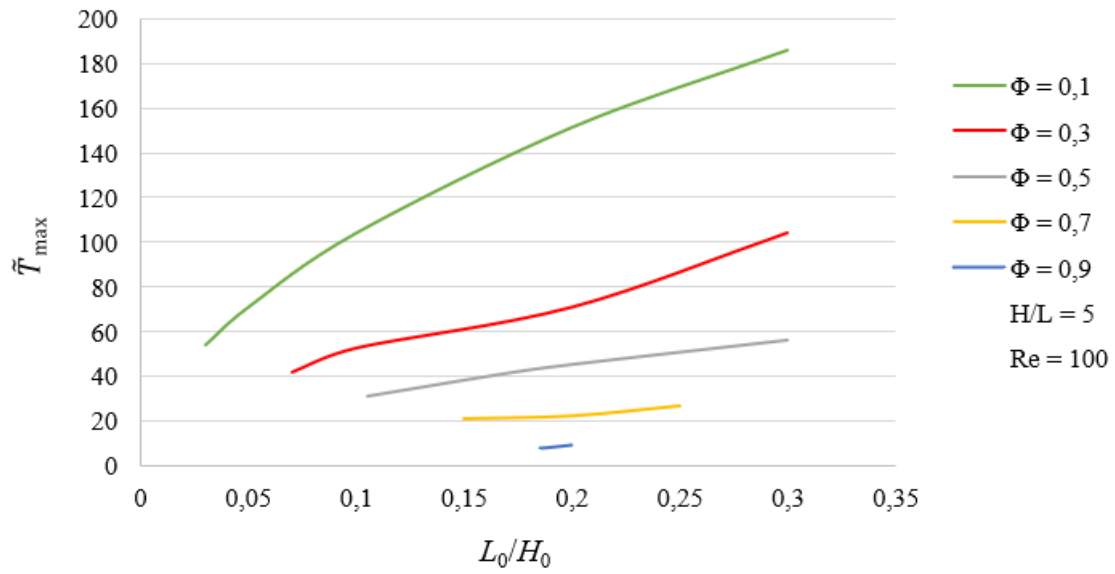


Figura 5.18 - Minimização da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 para vários valores de Φ com $Re = 100$.

A Figura 5.19 mostra as configurações geométricas para o melhor e pior caso para a fração de domínio $H/L = 5$.

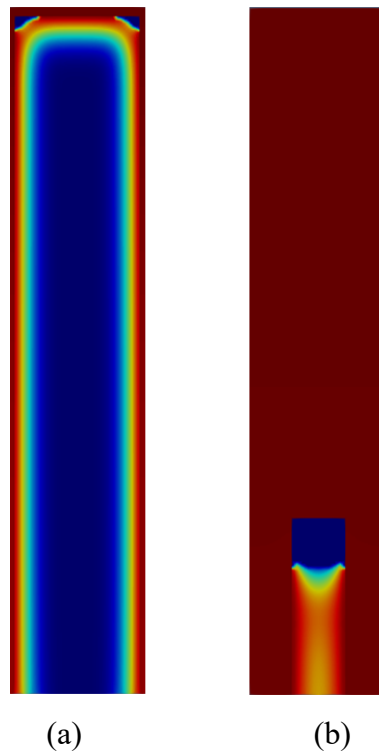


Figura 5.19 - Configurações geométricas para $H/L = 5$: (a) $Re = 1000$ - melhor geometria $\Phi = 0,9$; $L_0/H_0 = 0,185$, (b) $Re = 100$ - pior geometria $\Phi = 0,1$; $L_0/H_0 = 0,3$.

Os resultados da resistência térmica global adimensional para um domínio $H/L = 10$, são mostrados abaixo:

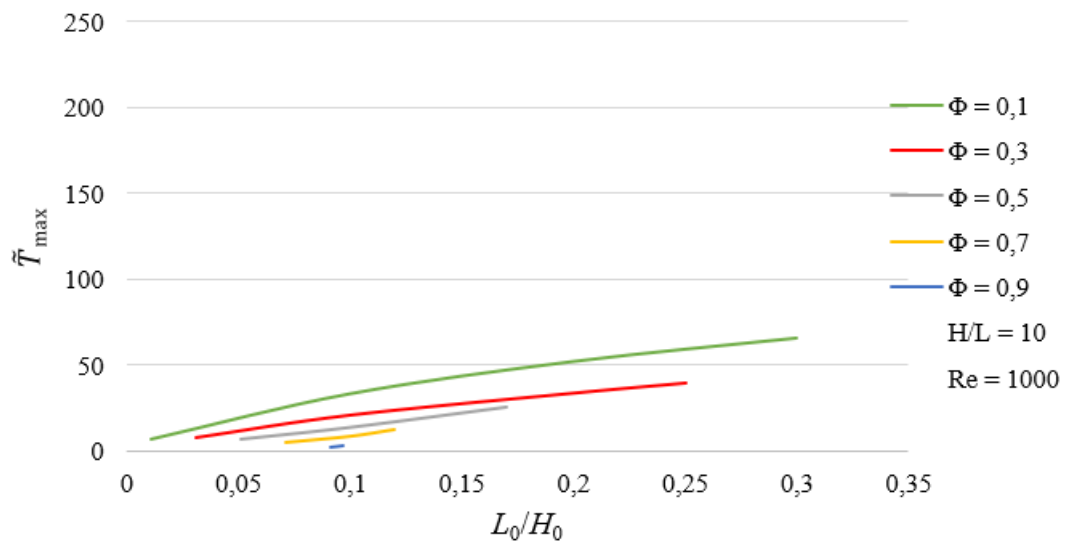


Figura 5.20 - Minimização da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 para vários valores de Φ com $Re = 1000$.

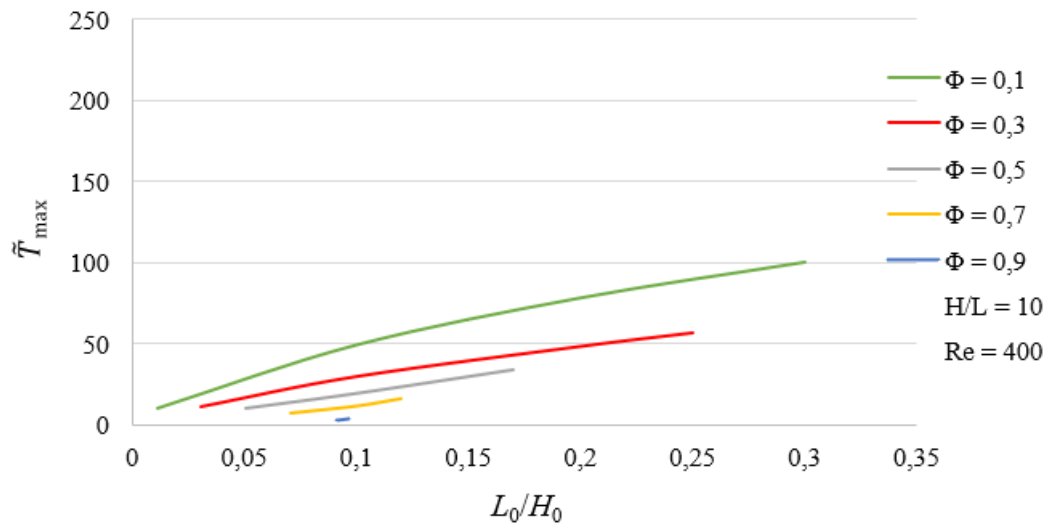


Figura 5.21 - Minimização da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 para vários valores de Φ com $Re = 400$.

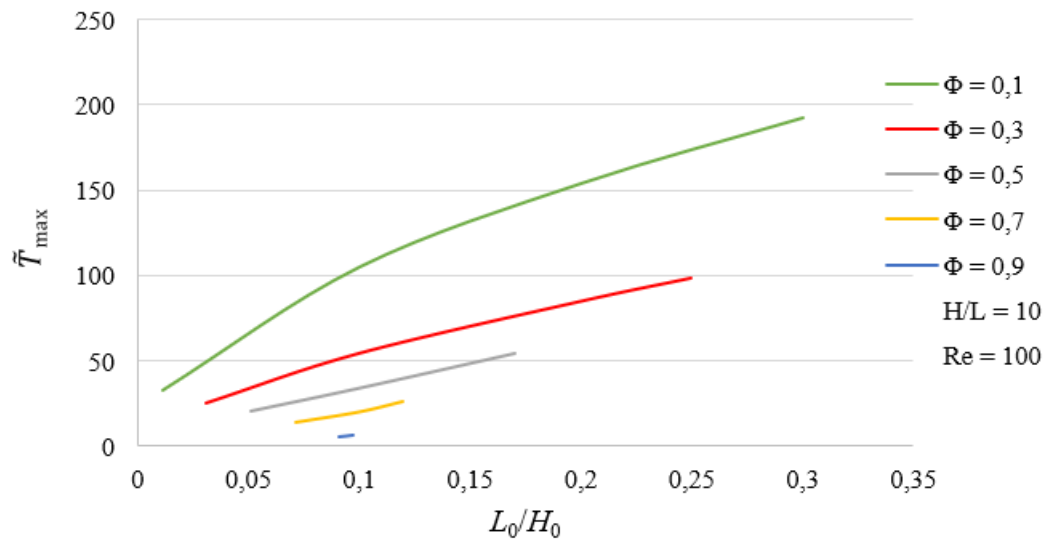


Figura 5.22 - Minimização da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 para vários valores de Φ com $Re = 100$.

A Figura 5.23 mostra as configurações geométricas para o melhor e pior caso para a fração de domínio $H/L = 10$.

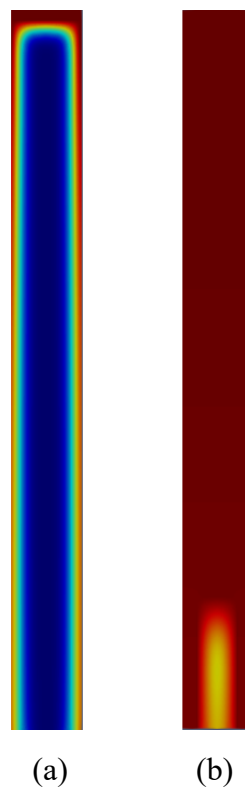


Figura 5.23 - Configurações geométricas para $H/L = 10$: (a) $Re = 1000$ - melhor geometria $\Phi = 0,9$; $L_0/H_0 = 0,091$, (b) $Re = 100$ - pior geometria $\Phi = 0,1$; $L_0/H_0 = 0,3$.

Os resultados das Figs. 5.12-5.14, 5.16-5.18 e 5.20-5.22 são resumidos nas Figs. 5.24-5.26, as quais apresentam a resistência térmica global adimensional minimizada $(\tilde{T}_{\max})_{\min}$, e a razão da cavidade otimizada $(L_0/H_0)_o$ em função de Φ para os diferentes números de Re e H/L .

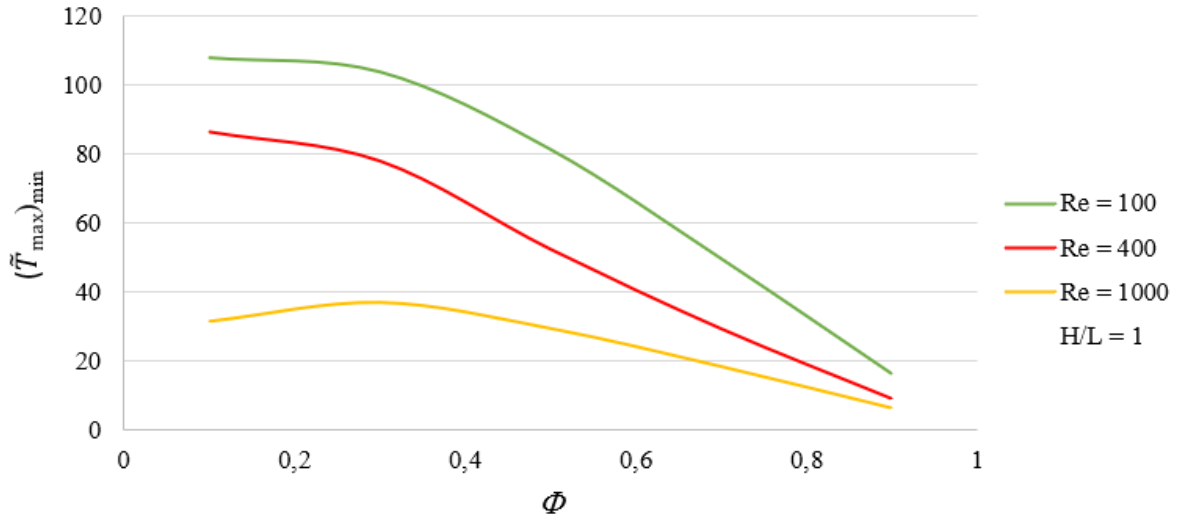


Figura 5.24 - O comportamento da resistência térmica global adimensional minimizada em função da fração de volume Φ .

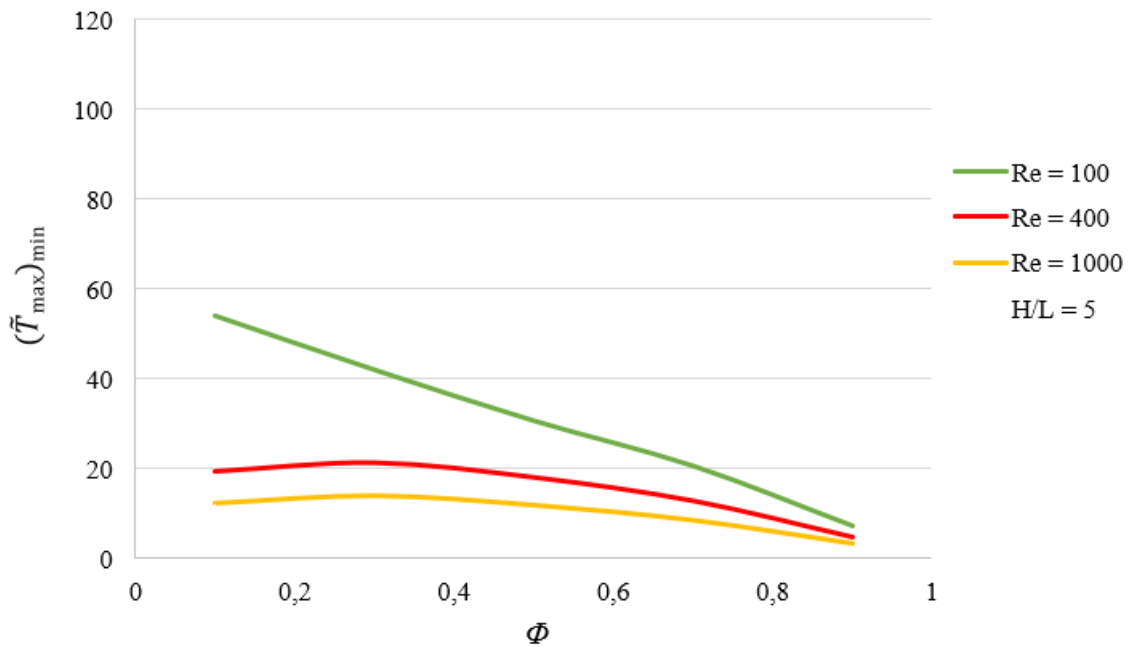


Figura 5.25 - O comportamento da resistência térmica global adimensional minimizada em função da fração de volume Φ .

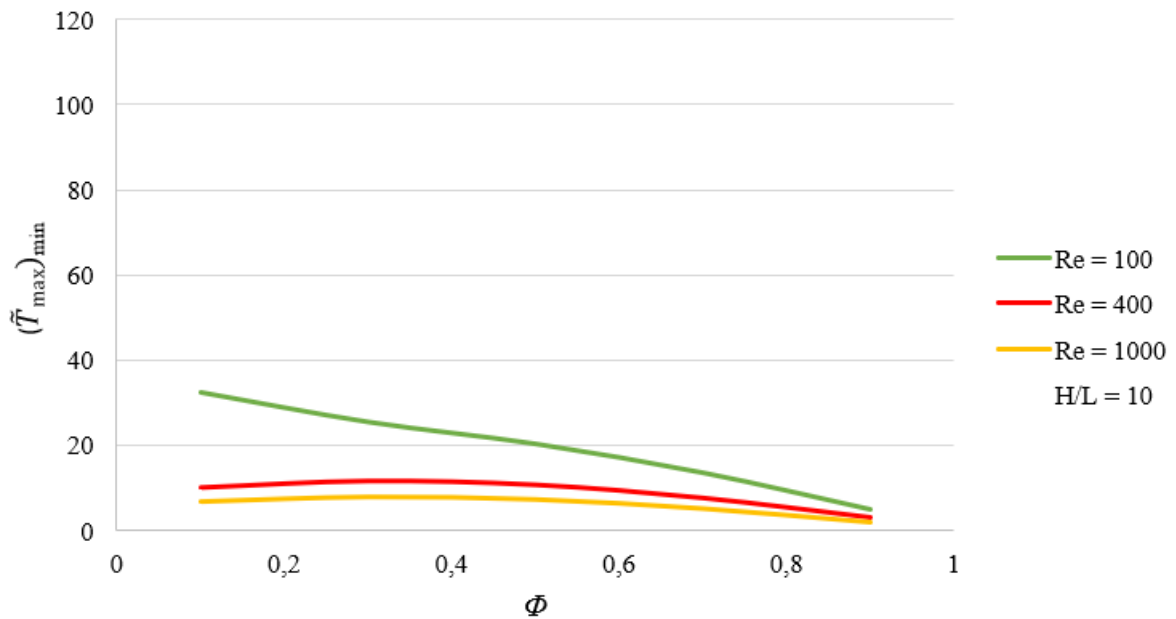


Figura 5.26 - O comportamento da resistência térmica global adimensional minimizada em função da fração de volume Φ .

A Fig. 5.27 mostra as formas ótimas da cavidade para todos os domínios e número de Reynolds. Nesta percebe-se a forma otimizada aumenta para a maior fração de área ocupada pela cavidade e menor fração de domínio dos Re estudado. Sendo que as formas ótimas são aquelas onde a geometria da cavidade é mais delgada, ou seja, quando ocorre maior inserção da mesma no sólido.

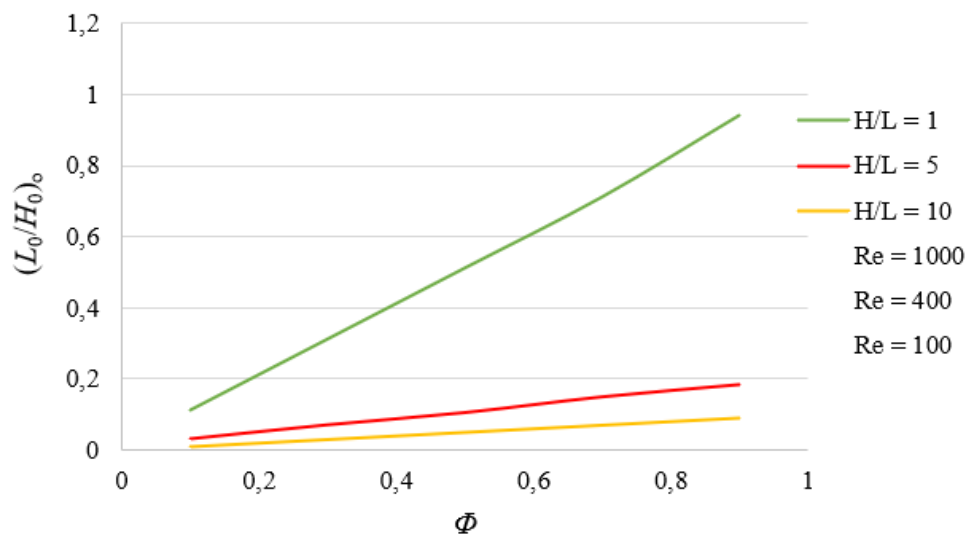


Figura 5.27 - O comportamento das formas ótimas para os diferentes números de Reynolds e domínio.

As Figs. 5.28-5.30 mostram o comportamento das melhores temperaturas máximas minimizadas em relação às diferentes dimensões de domínio para cada número de Reynolds estudado. Nota-se que as menores temperaturas máximas minimizadas acontecem nos maiores números de Reynolds e H/L . Por outro lado, as maiores temperaturas máximas minimizadas ocorrem nos menores números de Reynolds e dimensões do domínio.

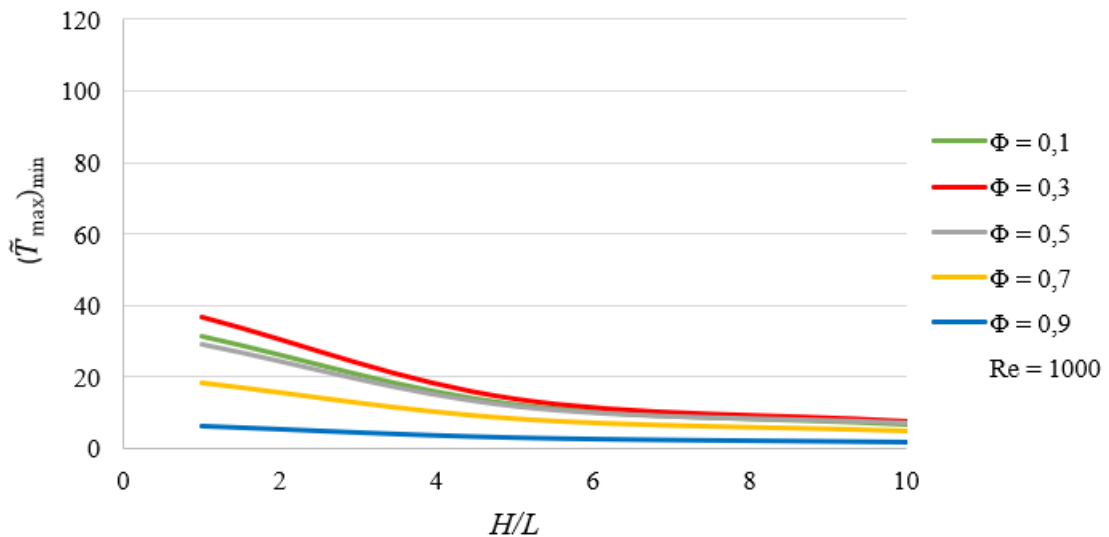


Figura 5.28 - O comportamento da temperatura máxima adimensional minimizada em função das dimensões do domínio.

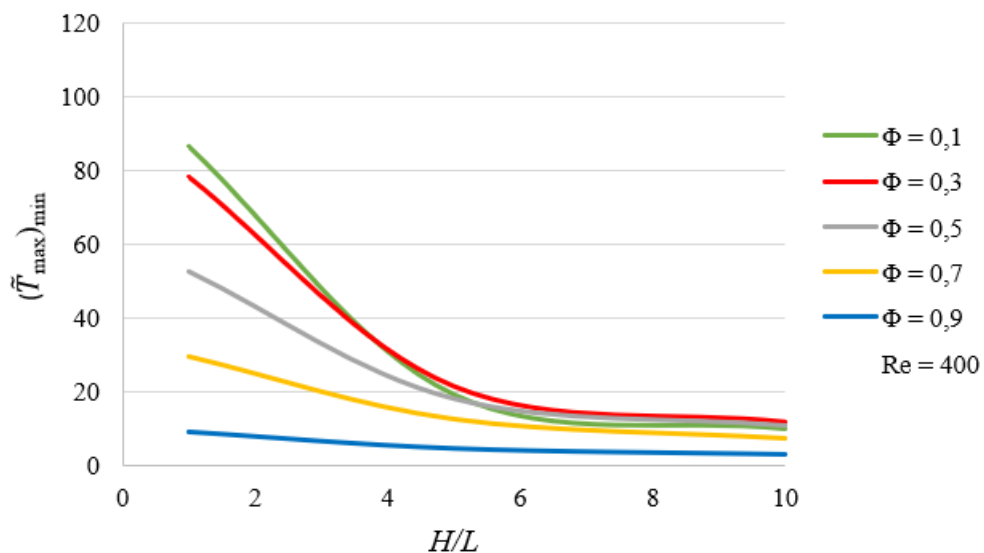


Figura 5.29 - O comportamento da temperatura máxima adimensional minimizada em função das dimensões do domínio.

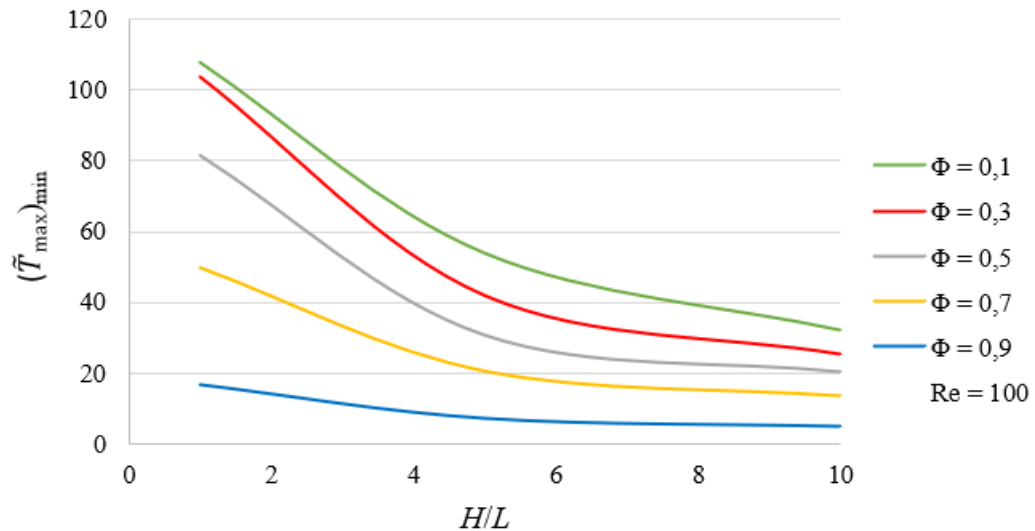


Figura 5.30 - O comportamento da temperatura máxima adimensional minimizada em função das dimensões do domínio.

5.5. Cálculo do coeficiente de transferência de calor

A estimativa do coeficiente de transferência de calor, h , é sempre uma das principais dificuldades na solução de problemas reais de engenharia. Visando contribuir na solução deste problema, a partir das soluções 3D apresentadas no item 5.4, o coeficiente de transferência de calor foi calculado para todas os casos simulados e um estudo a respeito do seu comportamento é apresentado a seguir.

O cálculo de h foi obtido com a Eq. (4.44), onde o valor de q'' é calculado através de uma integração numérica do fluxo de calor que atravessa as paredes internas da cavidade. Isto é feito na etapa de pós processamento, após o regime permanente (solução convergida) ter sido atingido.

As Figs. 5.31-5.33 mostram o valor de h em função da fração L_0/H_0 para $H/L = 1$ e os diferentes números de Reynolds estudados.

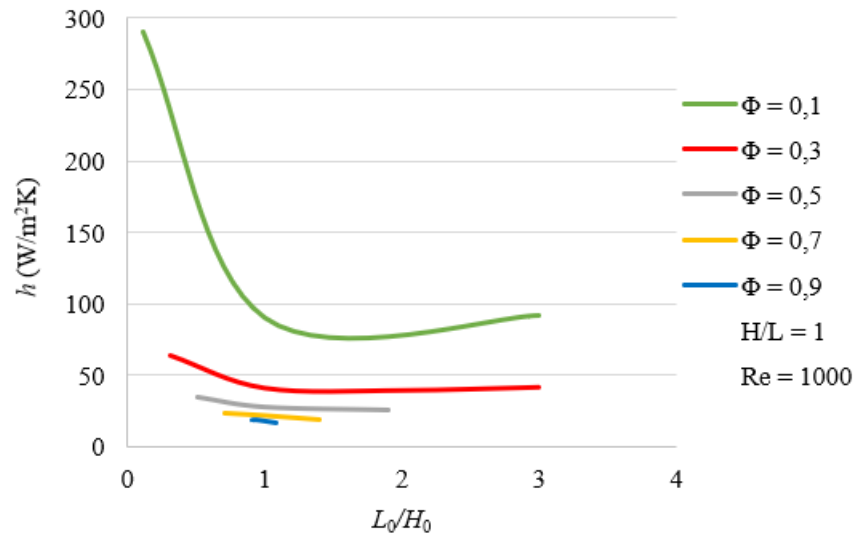


Figura 5.31 - O valor de h em função da fração L_0/H_0 para $H/L = 1$, $Re = 1000$ com vários valores de Φ .

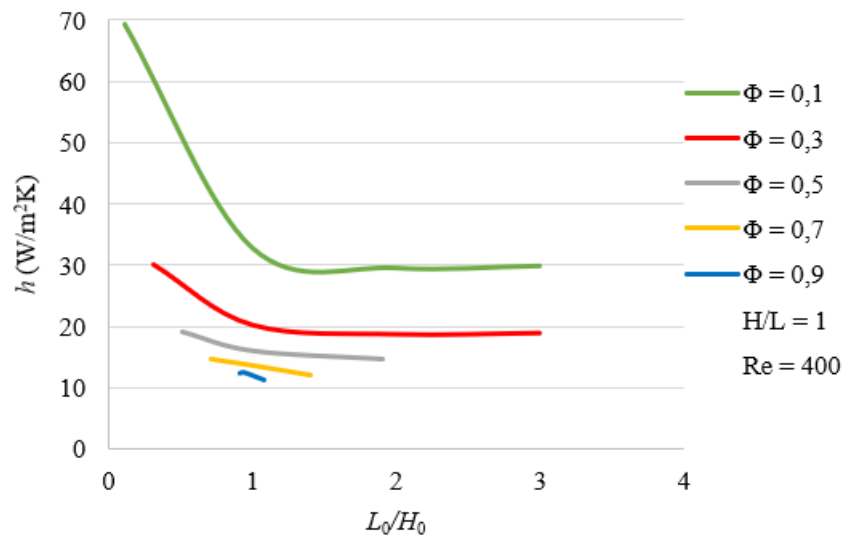


Figura 5.32 - O valor de h em função da fração L_0/H_0 para $H/L = 1$, $Re = 400$ com vários valores de Φ .

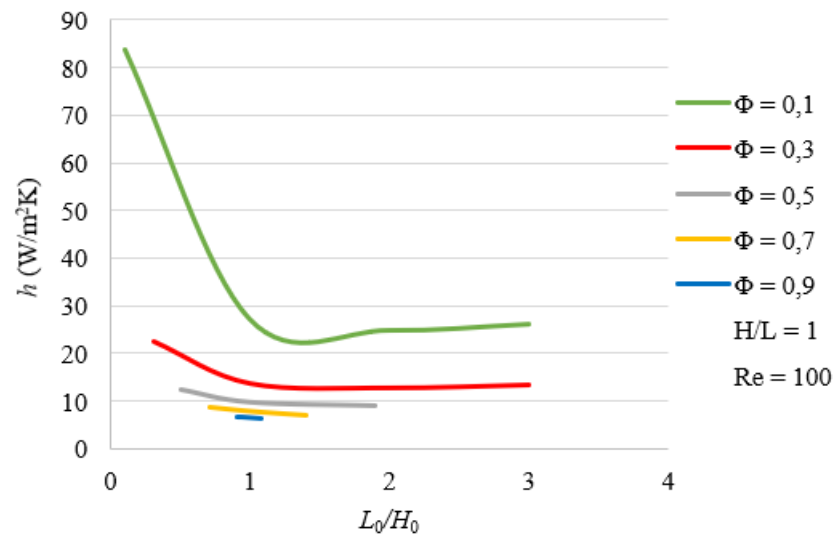


Figura 5.33 - O valor de h em função da fração L_0/H_0 para $H/L = 1$, $Re = 100$ com vários valores de Φ .

As Figs. 5.34-5.36 mostram o valor de h em função da fração L_0/H_0 para $H/L = 5$ e os diferentes números de Reynolds.

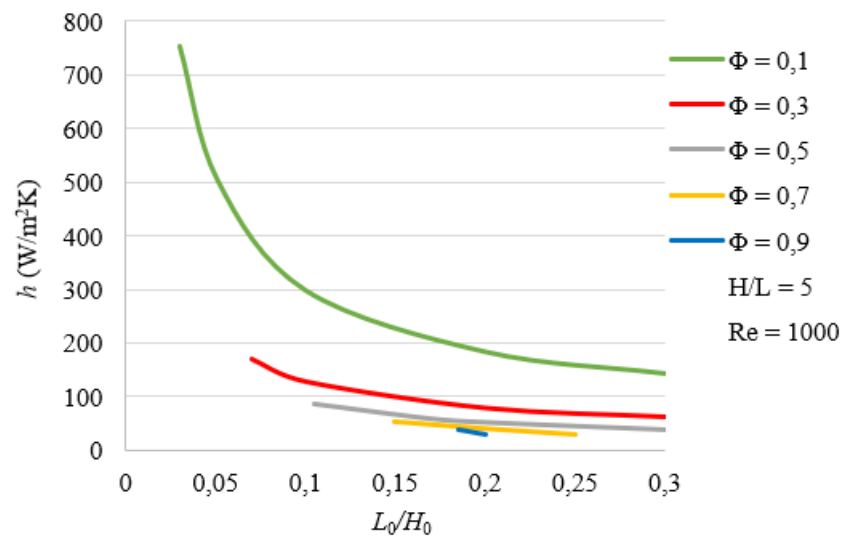


Figura 5.34 - O valor de h em função da fração L_0/H_0 para $H/L = 5$, $Re = 1000$ com vários valores de Φ .

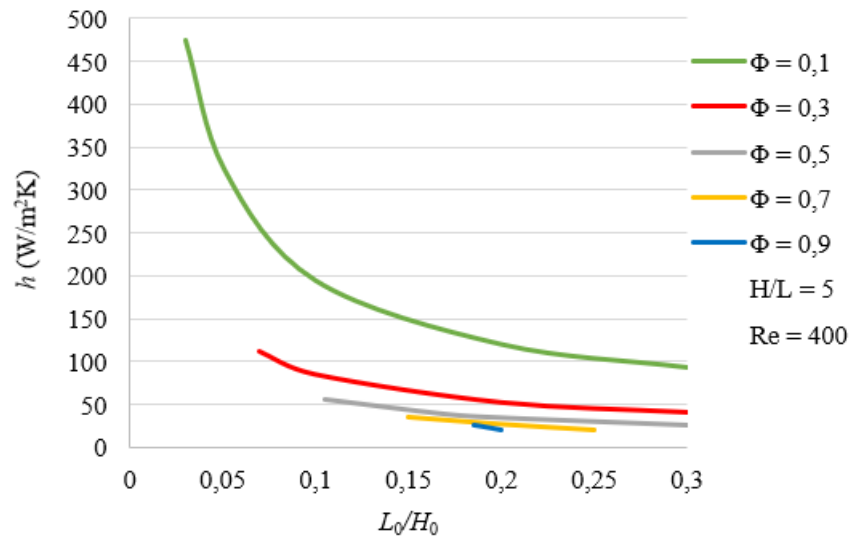


Figura 5.35 - O valor de h em função da fração L_0/H_0 para $H/L = 5$, $Re = 400$ com vários valores de Φ .

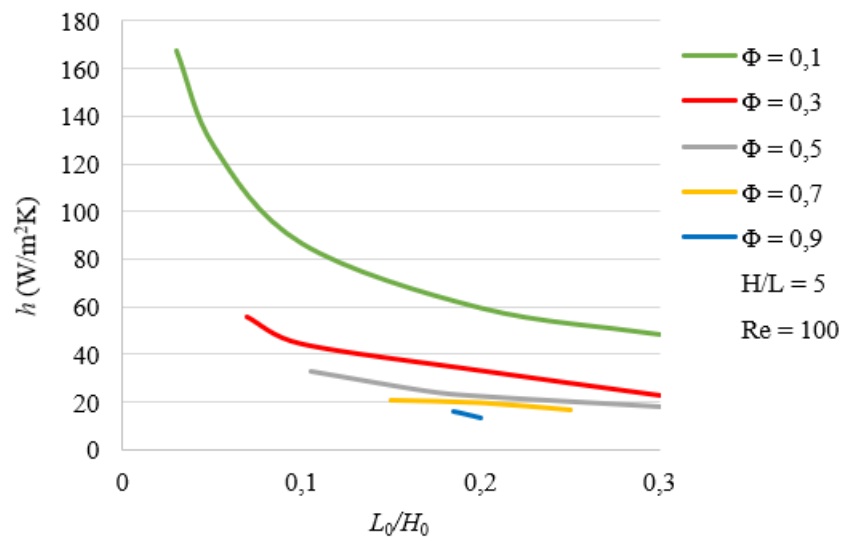


Figura 5.36 - O valor de h em função da fração L_0/H_0 para $H/L = 5$, $Re = 100$ com vários valores de Φ .

As Figs. 5.37-5.39 mostram o valor de h em função da fração L_0/H_0 para $H/L = 10$ e os diferentes números de Reynolds.

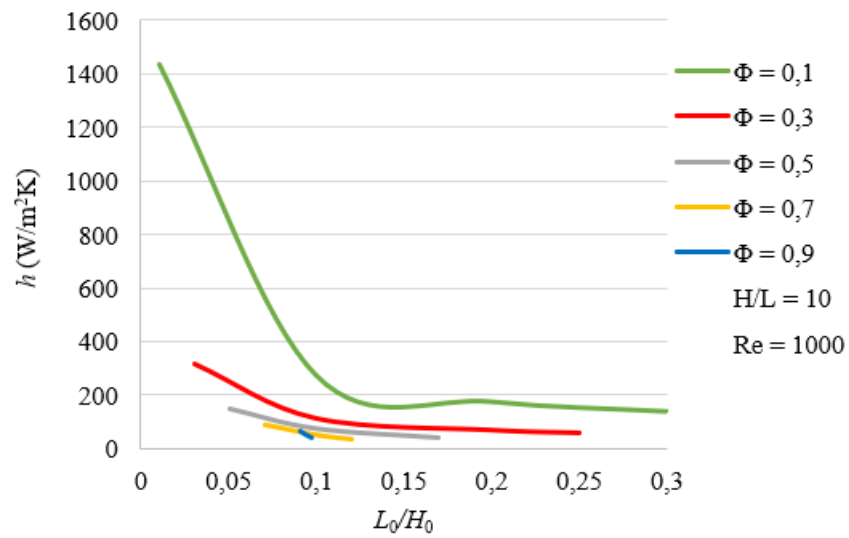


Figura 5.37 - O valor de h em função da fração L_0/H_0 para $H/L = 10$, $Re = 1000$ com vários valores de Φ .

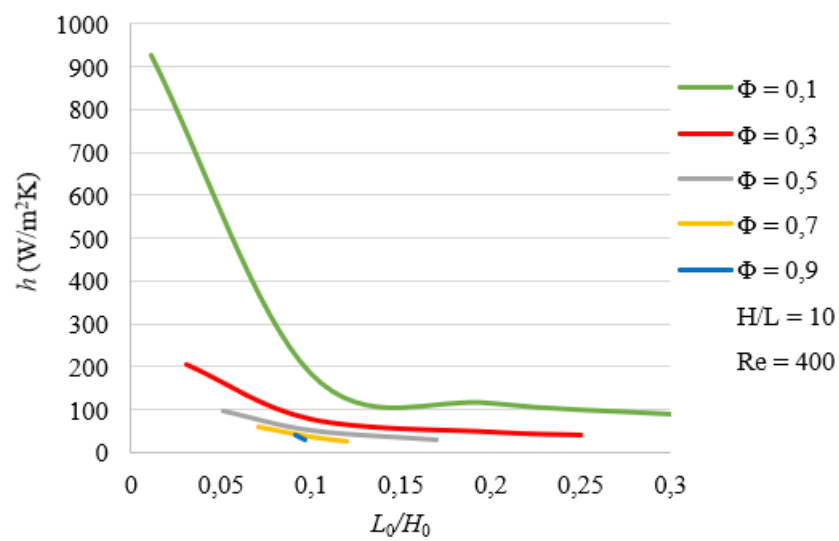


Figura 5.38 - O valor de h em função da fração L_0/H_0 para $H/L = 10$, $Re = 400$ com vários valores de Φ .

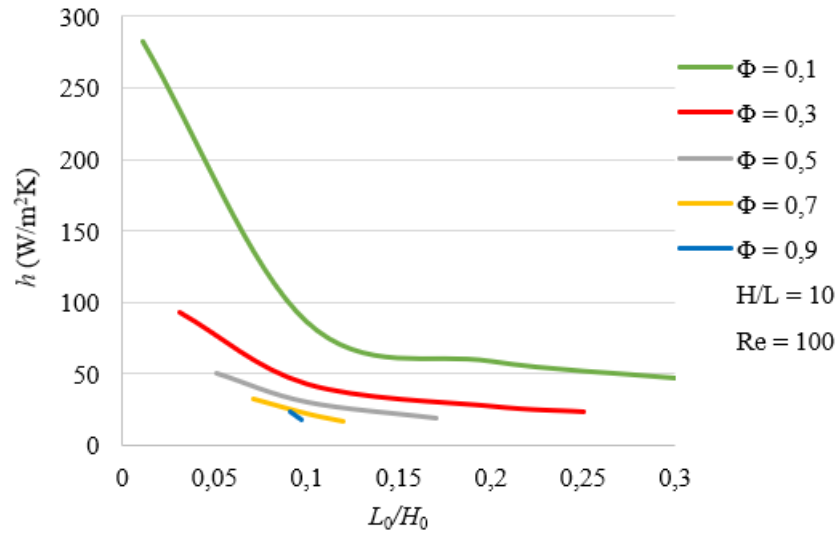


Figura 5.39 - O valor de h em função da fração L_0/H_0 para $H/L = 10$, $Re = 100$ com vários valores de Φ .

As Figs. 5.31-5.39 mostram que quanto maior o número de Reynolds e maior a inserção da cavidade no sólido, tem-se uma maior transferência de calor para a maior fração de domínio estudado. Nota-se também que as maiores transferências de calor ocorrem nas menores frações de área ocupada pela cavidade.

5.6. Resultados para cavidade convectiva 2D

Com o cálculo do coeficiente de transferência de calor, h , é possível agora reproduzir a otimização da cavidade convectiva 2D, onde o h precisa ser especificado. Inicialmente foi testada uma solução 3D com a especificação de h nas paredes internas da cavidade. Observou-se que a solução era distinta ao caso 2D onde o h é constante. A partir destas soluções, foi feita a comparação com o caso 3D onde o escoamento é considerado (item 5.2).

Os resultados das Figs. 5.31-5.39 são resumidos nas Figs. 5.40-5.48, as quais apresentam uma comparação da resistência térmica global adimensional ($\tilde{T}_{\max}$), em função das frações L_0/H_0 para os diferentes números de Re e domínio, no caso 2D (sem fluido) e 3D (com fluido).

É importante destacar que os resultados da solução 2D são opostos em relação ao caso 3D. Isto deve-se aos valores do coeficiente de transferência de calor, h , calculado para cada geometria. Através da Eq. (4.44) percebe-se que quanto menor o valor de Φ e L_0/H_0 , maior é o fluxo de calor, q'' , [W/m²] em uma menor área. Dessa forma o valor de h tende a diminuir com o aumento de Φ e consequentemente maiores serão as temperaturas máximas.

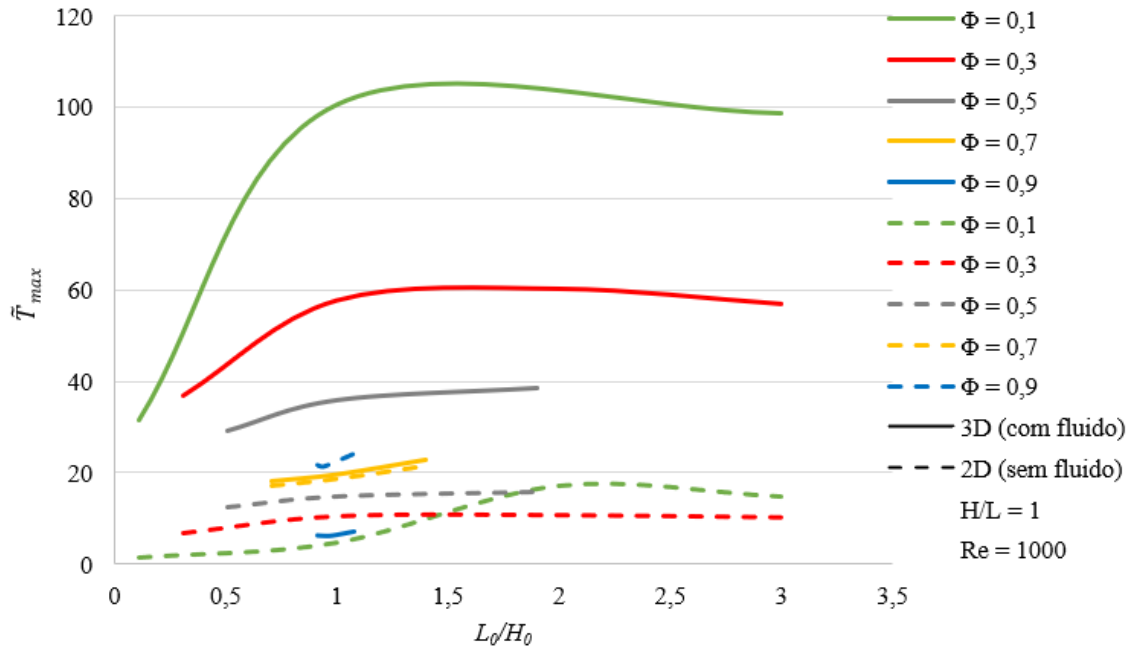


Figura 5.40 - Comparação da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 entre os casos sem fluido (2D) e com fluido (3D) para $H/L = 1$ e $Re = 1000$.

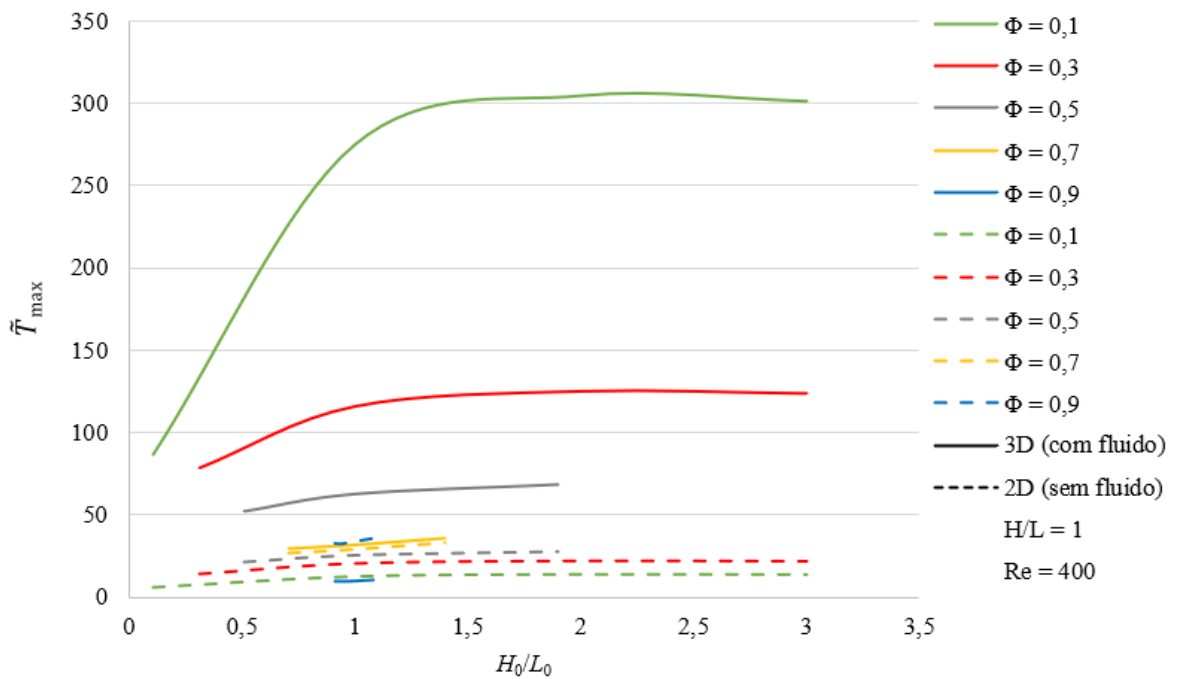


Figura 5.41 - Comparação da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 entre os casos sem fluido (2D) e com fluido (3D) para $H/L = 1$ e $Re = 400$.

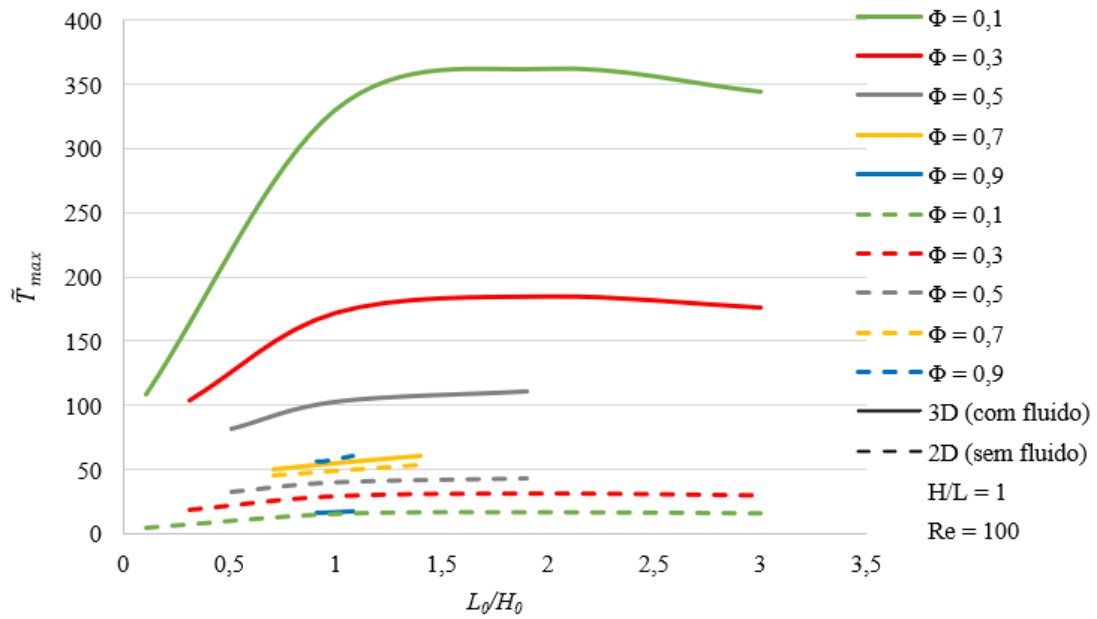


Figura 5.42 - Comparação da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 entre os casos sem fluido (2D) e com fluido (3D) para $H/L = 1$ e $Re = 100$.

Os resultados das figuras acima mostram que para os dois casos (2D e 3D), ocorre um ponto mínimo quando $\Phi = 0,9$, isto é, tem-se a menor temperatura máxima para um valor intermediário de L_0/H_0 .

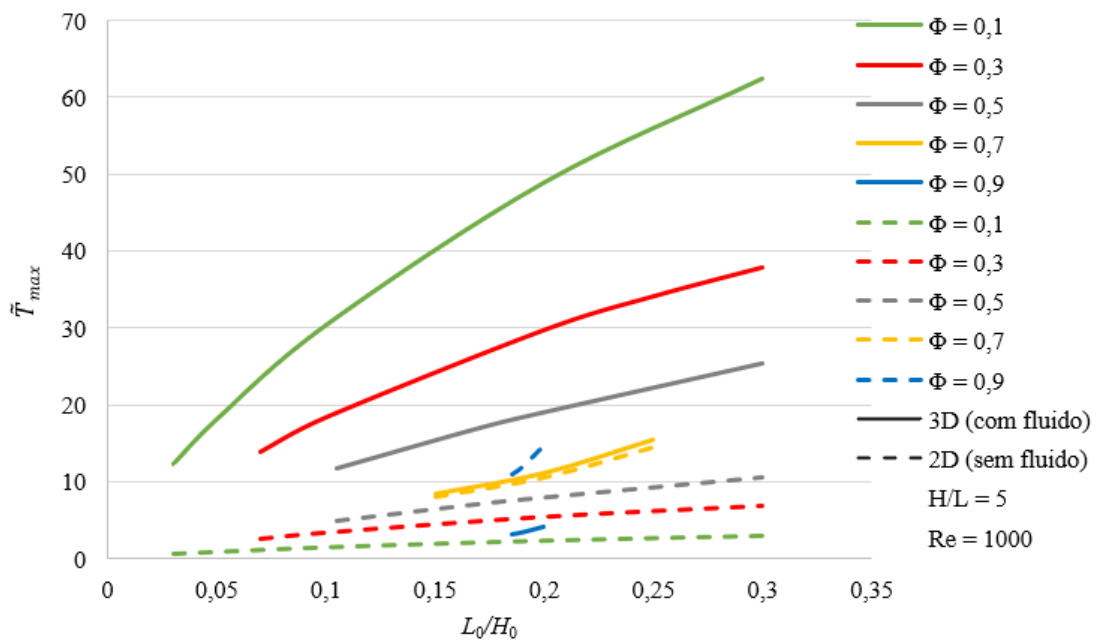


Figura 5.43 - Comparação da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 entre os casos sem fluido (2D) e com fluido (3D) para $H/L = 5$ e $Re = 1000$.

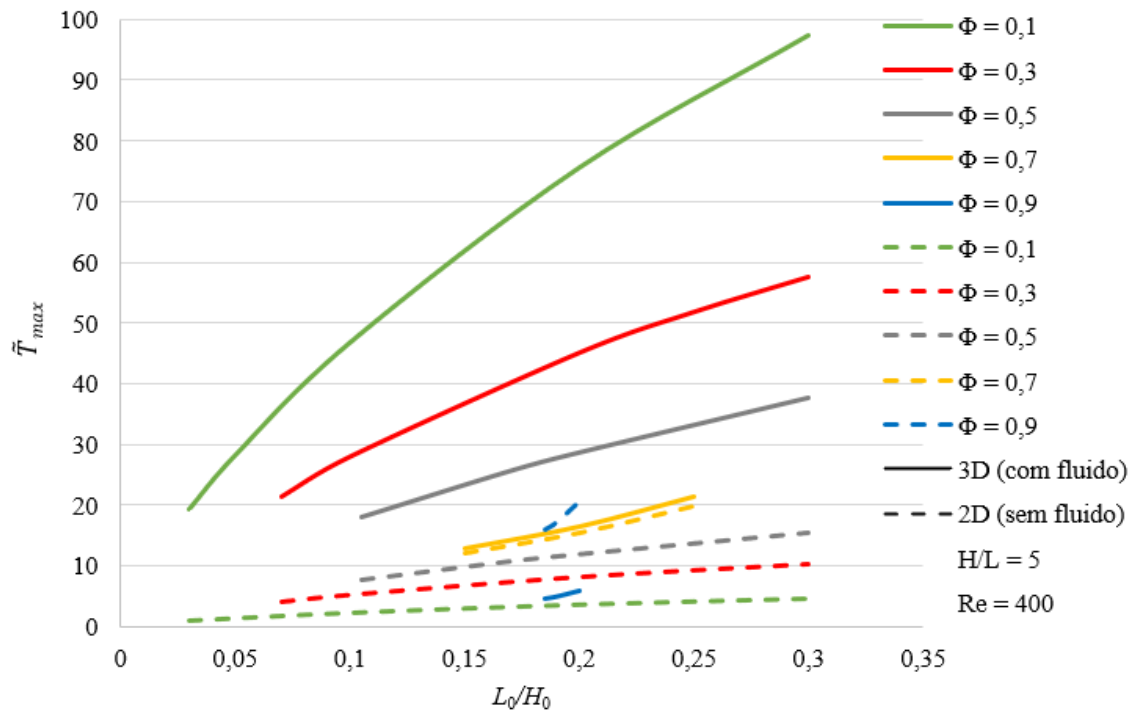


Figura 5.44 - Comparação da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 entre os casos sem fluido (2D) e com fluido (3D) para $H/L = 5$ e $Re = 400$.

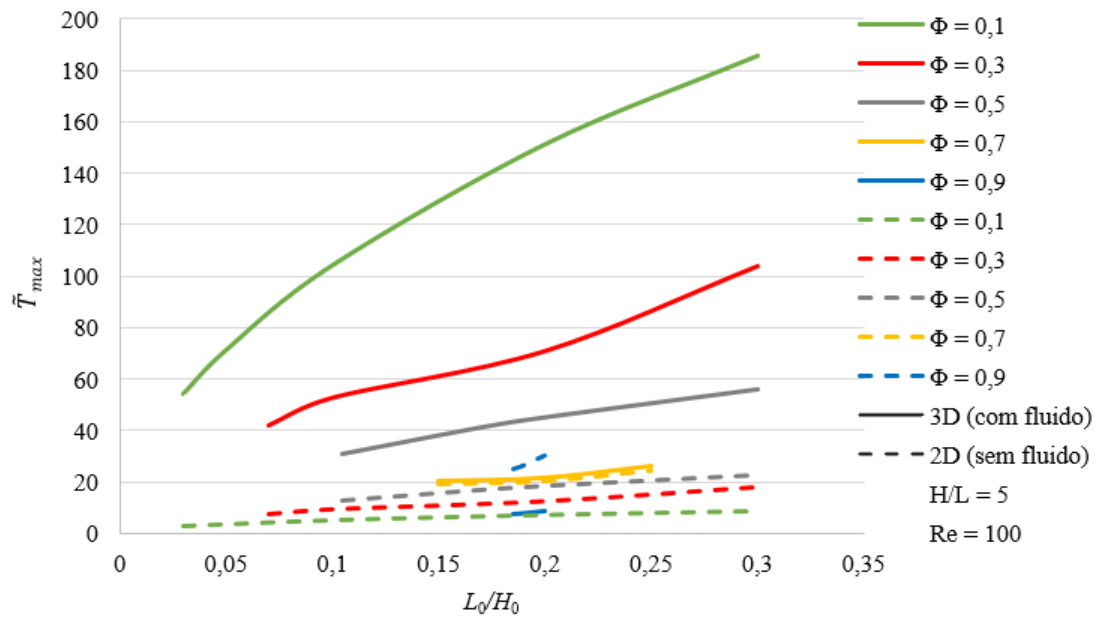


Figura 5.45 - Comparação da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 entre os casos sem fluido (2D) e com fluido (3D) para $H/L = 5$ e $Re = 100$.

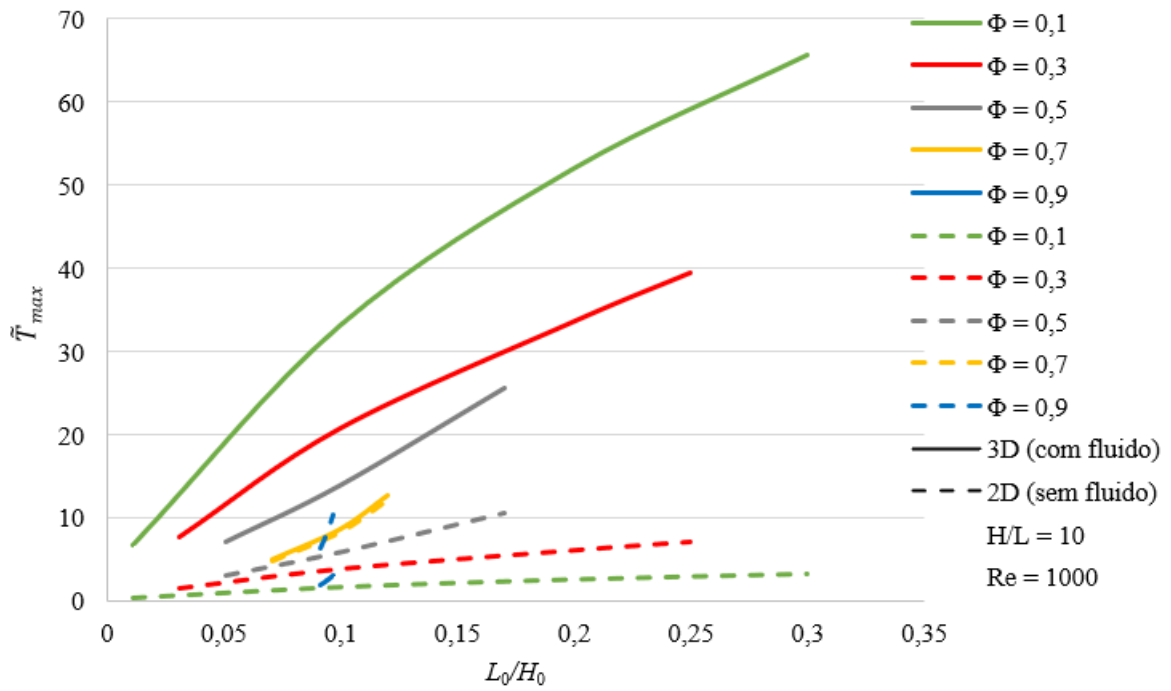


Figura 5.46 - Comparação da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 entre os casos sem fluido (2D) e com fluido (3D) para $H/L = 10$ e $Re = 1000$.

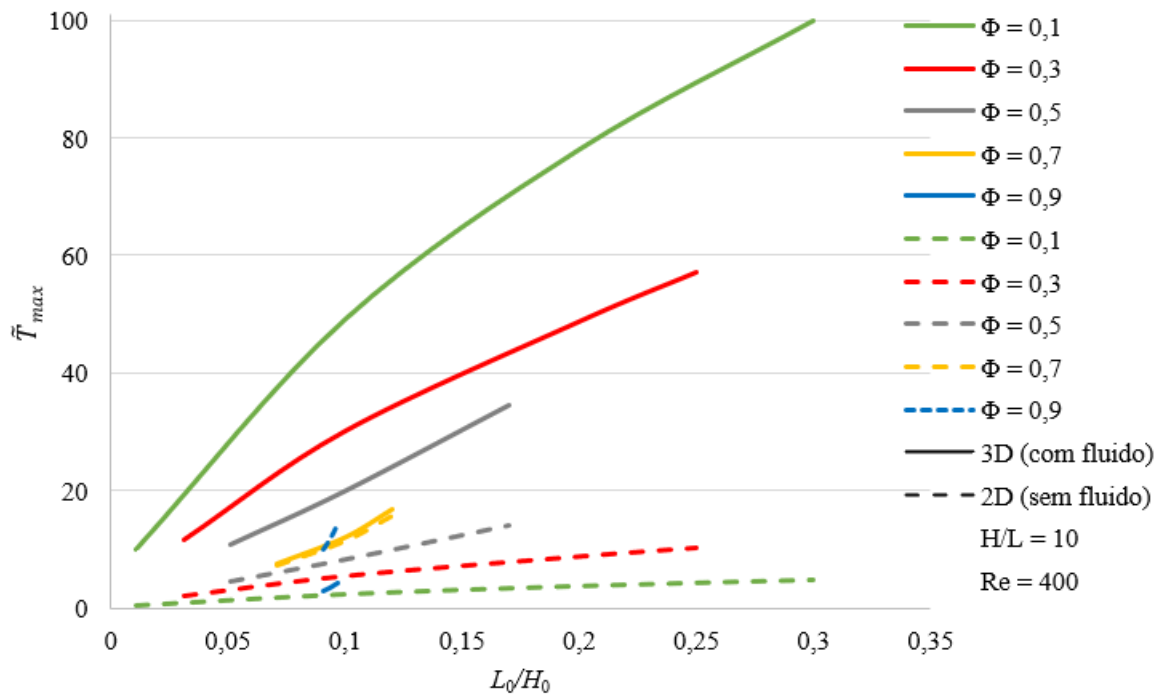


Figura 5.47 - Comparação da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 entre os casos sem fluido (2D) e com fluido (3D) para $H/L = 10$ e $Re = 400$.

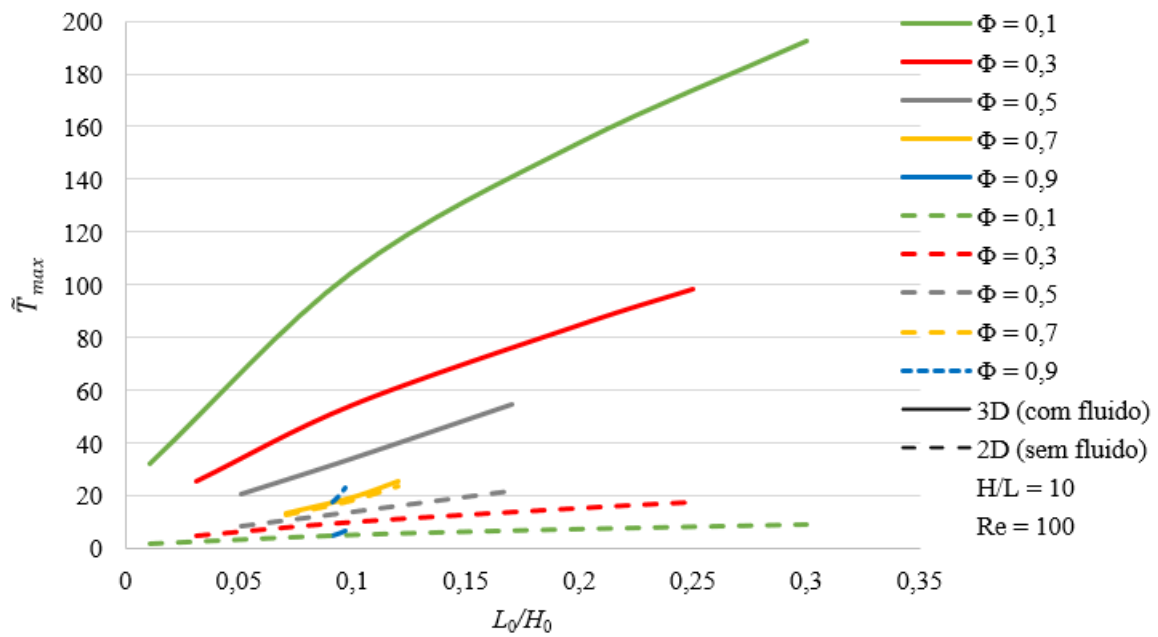


Figura 5.48 - Comparação da resistência térmica global adimensional em função de L_0/H_0 entre os casos sem fluido (2D) e com fluido (3D) para $H/L = 10$ e $Re = 100$.

Para as frações de domínio ($H/L = 5$ e 10) as menores temperaturas máximas ocorrem quando se têm a maior inserção da cavidade no sólido para todas as frações de área ocupada pela cavidade e número de Re estudado.

Os resultados para todas as frações de domínio e número de Re estudado mostram que as temperaturas máximas são menores para o modelo 2D, exceto para $\Phi = 0,9$.

6. CONCLUSÕES

Neste capítulo apresenta-se as conclusões para o caso da cavidade isotérmica em regime transiente e para a cavidade convectiva em regime permanente com o coeficiente de transferência de calor variável em função da geometria. Para ambos os casos, os resultados foram obtidos com a aplicação da Teoria Construtal, associado ao método de busca exaustiva em modelos 2D e 3D, respectivamente. Os problemas foram simulados com o software OpenFOAM que utiliza o método dos volumes finitos (MVF).

6.1. Conclusões para a cavidade isotérmica

Com base no princípio construtal, a pesquisa abordou um estudo de uma cavidade isotérmica em forma de I em um corpo sólido com geração interna de calor em regime transiente, cuja superfície externa está isolada da troca térmica. As configurações geométricas desenvolvidas e investigadas são capazes de minimizar a temperatura do domínio. Portanto, a melhor configuração geométrica de cavidade que maximiza a transferência de calor do sólido, através da diminuição da resistência térmica global, ocorre quando há um aumento do Φ relacionado a relação ótima de L_0/H_0 para esse caso estudado. Também fica evidenciado que não há total inserção da cavidade ótima na parede do sólido quando encontra-se a menor temperatura máxima.

Foi observado que a forma ótima da cavidade, ($\Phi = 0,9$ e $L_0/H_0 = 0,94$), do presente trabalho é a mesma encontrada com a solução permanente. Porém, as $\tilde{T}_{\max}$ em regime transiente são bem inferiores em relação ao permanente. Este comportamento é explicado pelo fato de que no caso transiente, a quantidade total de energia gerada por unidade de tempo dentro da cavidade é menor que no caso em regime permanente.

6.2. Conclusões para a cavidade convectiva 3D

Com a aplicação da Teoria Construtal, realiza-se a minimização da resistência térmica global da cavidade em forma de I intrudida no corpo sólido com geração interna de calor constante. O resfriamento do sólido através da cavidade ocorre pela transferência de calor por convecção. Para este trabalho, o valor do coeficiente de transferência de calor, h , depende da geometria da cavidade.

As simulações para este caso foram realizadas através da definição de diferentes números de Reynolds e os respectivos valores das propriedades termo físicas e condições de contorno do fluido (ar), submetido a um escoamento laminar em um modelo 3D, na busca da geometria que otimiza a troca térmica entre a cavidade e o fluido.

Os resultados mostram que a cavidade convectiva tem melhor desempenho quando o número de Re (regime do escoamento) e a fração do domínio são maiores, no caso $Re = 1000$ e $H/L = 10$. Fica

comprovado que as menores temperaturas ocorrem na cavidade com menor L_0/H_0 (maior intrusão no sólido), para todos os números de Re e fração de domínio estudado, exceto para $\Phi = 0,9$ e a fração $H/L = 1$. A forma ótima $(L_0/H_0)_o$ aumenta de acordo com o aumento de Φ para todos os Re e valores de H/L . Nota-se também que a forma ótima $(L_0/H_0)_o$ diminui quando a fração H/L aumenta.

Evidencia-se que a resistência térmica global adimensional diminui quando o valor de Φ , o número de Re e a fração de domínio (H/L) aumentam.

Para os resultados da fração de domínio $(H/L = 1)$ nos dois casos (2D e 3D), as curvas das temperaturas máximas tem uma ascendente até um determinado valor de L_0/H_0 e depois tendem a diminuir. Já para $H/L = 5$ e 10 as curvas das temperaturas máximas mantêm-se ascendente.

Os resultados também mostram que a cavidade para ambos os modelos (2D e 3D), apresenta para todas as frações de L_0/H_0 quase os mesmos valores de temperatura máxima adimensional para $\Phi = 0,7$, em todos os números de Re e dimensões estudadas.

Contudo, o coeficiente de transferência de calor, h , é maior para o menor Φ e fração de L_0/H_0 ($H/L = 5$ e 10) e H_0/L_0 ($H/L = 1$), exceto para $\Phi = 0,9$ com a fração $H/L = 1$. Desta forma, as mínimas temperaturas máximas adimensional na cavidade para o modelo 2D são maiores com o aumento de Φ , e menores com o aumento de Φ para o modelo 3D.

Portanto, quando comparado à cavidade convectiva em um modelo 2D (sem fluido), esta (2D) tem a resistência térmica global adimensional menor para todos os números de Re e domínio, exceto para $\Phi = 0,9$.

6.3 Proposta para trabalhos futuros

Define-se como sugestão de trabalhos futuros:

- o estudo da variação do grau de liberdade do sólido (H/L) , tendo em vista que no mesmo ocorre a geração de calor em regime transiente;
- Salienta-se também, que seria interessante realizar estudos direcionados à otimização de geometrias complexas 3D do tipo T, H, Y e X, as quais são representadas por mais graus de liberdade;
- Continuar o estudo da cavidade convectiva, porém, para o escoamento turbulento;
- A aplicação do coeficiente de transferência de calor, h , por convecção natural dependente da geometria da cavidade, seria um trabalho importante na avaliação do procedimento mais viável em relação aos resultados;
- Para finalizar, otimização da geometria com a aplicação do método de busca exaustiva associada ao algoritmo genético.

7. REFERÊNCIAS

- AIT HAJ SAID, A.; ELFAGRICH, M.; ABOUNACHIT, O. Numerical investigation of free convection through a horizontal open-ended axisymmetric cavity. **Indian Journal of Science and Technology**, v. 14, p. 1081-1096, 2021.
- ALMOGBEL, M.; BEJAN, A. Conduction trees with spacings at the tips. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 42, p. 3739-3756, 1999.
- ALTUS. Disponível em: <https://www.altus.com.br/post/212/conheca-os-nove-pilares-da-industria-4-0-e-sua-relevancia-para-a-atividade-industrial>, 2019.
- AYACHIT, U. The ParaView guide: updated for ParaView version 4.3. Full color version ed. Los Alamos: Kitware, 2015.
- AZAD, A. V.; AMIDPOUR, M. Economic optimization of shell and tube heat exchanger based on constructal theory. **Energy**, v. 36, n. 2, p. 1087–1096, 2011.
- AZIZ, A. Optimum dimensions of extended surfaces operating in a convective environment. **Applied Mechanics Reviews**, v. 45, n. 5, p. 155–173, 1992.
- BAI, L.; FU, J.; LIN, G.; ZHOU, C.; WEN, D. Quiet power-free cooling system enabled by loop heat pipe. **Applied Thermal Engineering**, v. 155, p. 14-23, 2019.
- BEJAN, A. Constructal-theory network of conducting paths for cooling a heat generating volume. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 40, p. 799-816, 1997.
- 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. Convection Heat Transfer. 4ª ed., Jhon Wiley e Sons, New Jersey, Estados Unidos, 658 p., 2013.
- BEJAN, A. The Constructal Law: Optimization as design evolution. Durham: Duke University (Department of Mechanical Engineering and materials Science), 8p, 2015.
- BEJAN, A. The physics of life: “The evolution of everything” St. Martin’s Press, New York, 2016.
- BEJAN, A. Evolution in thermodynamics. **Applied Physics Reviews**, v. 4, p. 11305, 2017.
- BEJAN, A.; ALMERBATI, A.; LORENTE, S. Economies of scale: The physics basic. **Journal of Applied Physics**, v. 121, p. 44907, 2017.
- BEJAN, A.; ALMOGBEL, M. Constructal T-shaped fins. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 43, p 2101-2115 1-8, 2000.
- BEJAN, A.; BADESCU, V.; DE VOS, A. Constructal theory of economics structure generation in space and time. **Energy Conversion and Management**, v. 41, n. 13, p. 1429–1451, 2000.

- BEJAN, A.; ERRERA, M. R. Wealth inequality: The physics basis. **Journal of Applied Physics**, v. 121, p. 124903, 2017.
- 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.; LORENTE, S. Tree-shaped flow structures designed by minimizing path lengths. **Internation Journal of Mass and Heat Transfer**, v. 45, p. 3299-3312, 2002.
- BEJAN, A. Optimal internal structure of volumes cooled by single phase forced and natural convection, **Journal of Electronic Packaging**, v. 125, p. 200-207, 2003.
- BEJAN, A.; LORENTE, S. Constructal theory of generation of configuration in nature and engineering. **Journal of Applied Physics**, v. 100, p. 041301-1 – 041301-26, 2006.
- BEJAN, A.; LORENTE, S. **Design with constructal theory**, Wiley, Hoboken, 2008a.
- BEJAN, A.; LORENTE, S. **Design with constructal theory**, Wiley, Hoboken, 2008b.
- BEJAN, A.; LORENTE, S. Unifying constructal theory of tree roots, canopies and forests. **Journal of Theoretical Biology**, v. 254, n. 3, p. 529-540, 2008c.
- BEJAN, A.; LORENTE, S. The Constructal law of design and evolution in nature. **Philosophical Transactions of the Royal Society B: Biological Sciences**, v. 365, n. 1545, p.1335–1347, 2010.
- BEJAN, A.; LORENTE, S. The constructal law and the evolution of design in nature. **Physics of Life Reviews**, v. 8, n. 3, p. 209–240, 2011.
- BEJAN, A.; LORENTE, S. Constructal law of design and evolution: Physics, biology, technology, and Society. **Journal of Applied Physics**, v. 13, p. 151301, 2013.
- BEJAN, A.; KRAUS, A. D. **Heat Transfer Handbook**. New Jersey, Estados Unidos, John Wiley and Sons, 2003.
- BEJAN, A.; 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.; ZANE, J. P. **Design in Nature: How the Constructal Law Governs Evolution in Biology physics Technology, and Social Organization**, Random House LLC-Doubleday, New York, 2012.
- BEYENE, A.; PEFFLEY, J. Constructal theory, adaptive motion, and their theoretical application to low-speed turbine design. **Journal of Energy Engineering**, v. 135, n. 4, p.112–118, 2009.
- BHANJA, D.; KUNDU, B. Radiation effect on optimum design analysis of a constructal T-shaped fin with variable thermal conductivity. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 48, n. 1, p. 109–122, 2011.
- BISERNI, C.; ROCHA, L. A. O.; BEJAN, A. Inverted fins: geometric optimization of the intrusion into a conducting wall. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 47, n.12–13, p. 2577–2586, 2004.

- 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.
- BORTOLI, L. A. Introdução à Dinâmica dos Fluidos Computacional. Porto Alegre/RS, UFRGS, 2000.
- BURKE, E. K.; KENDALL, G. **Search methodologies: introductory tutorials in optimization and decision support techniques**. (s.1.) Springer Science & Business Media, 2006.
- CAECA: Centro Acadêmico de Engenharia de Controle e Automação – Universidade de Santa Catarina, 2014.
- ÇENGEL, Y. Transferência de calor e massa: uma abordagem prática. 3ª. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2009. 928p. ISBN 978-8577260751.
- CETIN, E.; CETKIN, E. The effect of cavities and T-shaped assembly of fins on overall thermal resistances. **International Journal of heat and technology**, v. 35, p. 944-952, 2017.
- CHARLES, J. D.; BEJAN, A. The evolution of speed, size and shape in modern athletics. *J. Exp. Biol.*, v. 212, p. 2419-2425, 2009.
- CHEN, L. Progress in study on constructal theory and its applications. **Science China Technological Sciences**, v. 55, n. 3, p. 802–820, 2012.
- CHRISTOPHER, J. et al. OpenFOAM user guide , version 4.0: The OpenFOAM Foundation. Disponível em: <https://www.openfoam.com/documentation/user-guide>, 2016.
- 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.
- DOS SANTOS, E. D. ; ISOLDI, L. A. ; GOMES, M. N. ; ROCHA, L. A. O. . **The Constructal Design Applied to Renewable Energy Systems**. In: Eduardo Rincón-Mejía; Alejandro de las Heras. (Org.). Sustainable Energy Technologies. 1ed.Boca Raton: CRC Press - Taylor & Francis Group, v. 1, p. 63-87, 2017.
- ESLAMI, M.; JAFARPUR, K. Thermal resistance in conductive constructal designs of arbitrary configuration: a new general approach. **Energy Conversion and Management**, v. 57, p. 117-124, 2012.
- ESTRADA, E. S. D.; BARRETO, E. X.; ISOLDI, L. A.; DOS SANTOS, E. D.; LORENTE, S.; ROCHA, L. A. O. Constructal design of tree shaped cavities inserted into a cylindrical body with heat generation. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 152, p. 106342, 2020.
- ESTRADA, E. S. D.; GONZALES, G. V.; SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. A.; ROCHA, L. A. O. Constructal design applied to convective cavities inserted into a cylindrical solid body. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 83, p. 75-83, 2015.
- ESTRADA, E. S. D. Otimização geométrica de cavidades e caminhos de alta condutividade empregando design construtal e algoritmos genéticos, 2016.

- FERREIRA, J. M. D. Modelling the Polymeric Profile Extrusion Cooling Stage with OpenFOAM. Universidade do Minho, p. 6, 2015.
- FERZIGER, J. H.; PERIC, M. Computational methods for fluid dynamics. 3^a ed. Heidelberg: Springer, 2002.
- GEUZAIN, C.; REMACLE, J.-F. Gmsh: A 3-D finite element mesh generator with built-in pre- and post-processing facilities. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, v. 79, n. 11, p. 1309–1331, 2009. Disponível em: <<http://doi.wiley.com/10.1002/nme.2579>>. Acesso em: 1/8/2014.
- GHODOOSI, L.; EGRICAN, N. Conductive cooling of triangular shaped electronics using constructal theory. **Energy Conversion and Management**, v.45, n. 6, p. 811-828, 2004.
- GONZALES, G. V.; ESTRADA, E. S. D.; EMMENDORFER, L. R.; ISOLDI, L. A.; XIE, G. ROCHA, L. A. O. A comparison of simulated annealing schedules for constructal design of complex cavities intruded into conductive walls with internal heat generation, **Energy**, v. 93, p. 372-382, 2015.
- GONZALES, G. V.; SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. A.; ROCHA, L. A. O.; SILVA NETO, A. J.; TELLES, W. R. Constructal design of double-t shaped cavity with stochastic methods luus-jaakola and simulated annealing, **Defect Diffusion Forum**, v. 370, p. 152-161, 2017.
- GONZALES, G. V.; LORENZINI, G.; ISOLDI, L. A.; ROCHA, L. A. O.; DOS SANTOS, E. D.; SILVA NETO, A. J. Constructal design and simulated annealing applied to the geometric optimization of an isothermal double T-shaped cavity. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 174, 2021.
- HAJMOHAMMADI, V. A. A. M. R. Fork-shaped highly conductive pathways for maximum cooling in a heat generating piece. **Applied Thermal Engineering**, v. 61, p. 228-235, 2013.
- HAJMOHAMMADI, M. R. Introducing a ψ -shaped cavity for cooling a heat generating médium. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 121, p. 204-212, 2017.
- HAJMOHAMMADI, M. R. Optimal design of tree-shaped inverted fins. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 116, p. 1352-1360, 2018.
- HAJMOHAMMADI, M. R.; CAMPO, A.; NOURAZAR, S. S.; MASOOD OSTAD, A. Improvement of forced convection cooling due to the attachment of heat sources to a conducting thinck plate. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 135, n. 12, p. 124504, 2013b.
- HAJMOHAMMADI, M. R.; SALIMPOUR, M. R.; SABER, M.; CAMPO, A. Detailed analysis for the cooling performance enhancement of a heat source under a thick plate. **Energy Conversion and Management**, v.76, p. 691-700, 2013d.
- HAJMOHAMMADI, M. R.; JONEYDI SHARIATZADEH, O.; MOULOD, M.; NOURAZAR, S. S. Phi and psi shaped conductive routes for improved cooling in a heat generating piece. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 77, p. 66-74, 2014a.
- HAJMOHAMMADI, M. R.; MOULOD, M.; SHARIATZADEH, O. J.; CAMPO, A. Effects of a thick plate on the excess temperature of iso-heat flux heat sources cooled by laminar forced

convection flow: Conjugate analysis. **Numerical Heat Transfer, Part A: Applications**, v. 66, n. 2, p. 205-216, 2014b.

HAUPT, R. L. **Practical genetic algorithms**. 2nd end. Hoboken, N.J: John Wiley, 2004.

HART, R. A.; DA SILVA, A. K. Experimental thermal-hidraulic evaluation of constructal microfluidic structures under fully constrained conditions. **International Journal of Heat and 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. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, p. 5470-5480, 2011.

HUANG, Y. J.; GUO, M. H.; FU, S. L. Reliability and routability consideration for MCM placement. *Microelectronics Reliability*, v. 42, p. 83-91, 2002.

HUANG, C. H.; TUNG, P. H. A shape design problem in determining the optimal geometry of wavy-shaped inverted fins. **Inverse Problems in Science and Engineering**, 2019.

INCROPERA, F.; DEWITT, D. P. BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, 7^a ed., Rio de Janeiro, RJ, Brasil: LTC, 2014.

KANG, D. H.; LORENTE, S.; BEJAN, A. Constructal dendritic configuration for the radiation heating of a solid stream. **Journal of Applied Physics**, v. 107, n. 11, p. 114910, 2010.

KHOURY, R.; HARDER, D. W. Numerical methods and modelling for engineering. Springer, 2016.

KIM, Y.; 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. Constructal multi-tube configuration for natural and forced convection in cross-flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, n.23–24, p. 5121–5128, 2010.

KIM, Y.; LORENTE, S.; BEJAN, A. Steam generator structure: Continuous model and constructal design. **International Journal of Energy Research**, v. 35, n. 4, p. 336–345, 2011.

KRAUS, A. D. Developments in the analysis of finned arrays. **International Journal of Transport Phenomena**, 3. v. 1, p. 141–164, 1999.

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

LE ROUX, W. G.; BELLO-OCHEDE, T.; MEYER, J. P. Operating conditions of an open and direct solar thermal brayton cycle with optimised cavity receiver and recuperator. **Energy**, v. 36, n. 10, p. 6027–6036, 2011.

LEDEZMA, G. A.; BEJAN, A.; ERRERA, M. R. Constructal tree networks for heat transfer. **Journal of Applied Physics**, v. 82, p. 89-100, 1997.

- LORENTE, S.; 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), p. 251-269, 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. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 55, p. 2213-2218, 2012a.
- LORENTE, S.; CETKIN, E.; BELLO-OCHEDE, 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.
- LORENTE, S.; WECHSATOL, W.; BEJAN, A. Tree-shaped flow structures designed by minimizing path lengths. **International Journal of Mass and Heat Transfer**, v. 45, p. 3299-3312, 2002.
- LORENZINI, G.; BISERNI, C.; ESTRADA, E. S. D.; SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. A.; ROCHA, L. A. O. Genetic algorithm applied to geometric optimization of isothermal Y-shaped cavities. **J Electron Packag**, v. 136, p. 31011, 2014.
- LORENZINI, G.; BISERNI, C.; ROCHA, L. A. O. Geometric optimization of isothermal cavities according to Bejan's theory. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, p. 3868-3873, 2011.
- LORENZINI, G.; BISERNI, C.; LINK, F. B.; ISOLDI, L. A.; SANTOS, E. D.; ROCHA, L. A. O. Constructal design of T-shaped cavity for several convective fluxes imposed at the cavity surfaces. **Journal of Engineering Thermophysics**, v. 22, n. 4, p. 309-321, 2013.
- LORENZINI, G.; BISERNI, C.; LINK, F. B.; ISOLDI, L. A.; SANTOS, E. D.; ROCHA, L. A. O. Constructal design of isothermal X-shaped cavities. **International Journal of Thermal Science**, v. 18, n. 2, p. 349-356, 2014.
- LORENZINI, G.; ROCHA, L. A. O. Constructal design of T-Y assembly of fins for an optimized heat removal. **Internacional Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, p. 1458-1463, 2009.
- MALISKA, C. R. Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional, 2ª edição. Editora LTC S. A., 2004.
- MOUKALLED, F.; MANGINI, L.; DARWISH, M. The Finite Volume Method in computational fluid dynamics. Suiça, Springer, p. 817, 2016.
- 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), p. 441-442.
- NAQUIUDDIN, N. H.; SAW, L. H.; YEW, M. C.; YUSOF, F.; NG, T. C.; YEW, M. K. Overview of micro-channel design for high heat flux application. **Renawable and Sustainable Energy Reviews**, v. 82, p. 901-914, 2018.
- NOROUZI, A.; AMIDPOUR, M. Optimal thermodynamic and economic volume of a heat recovery steam generator by constructal design. **Int. Commun. Heat and Mass Transfer**, v. 39, p. 1286-1292, 2012.

OpenFOAM: The Open Source CFD Tollbox – User Guide, 2008.

PATANKAR, S.V.; SPALDING, D. B. "A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows". **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 15, pp 1787-1806, 1972.

RAZERA, A. L.; FONSECA, R. J. C.; ISOLDI, L. A.; SANTOS, E. D.; ROCHA, L. A. O.; BISERNI, C. Constructal design of a semi-elliptical fin inserted in a lid-driven square cavity with mixed convection. **Internacional Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 126, p. 81-94, 2018.

RAZERA, A. L.; FRAGA, G.; HORN, H. H.; HIRT, T. A.; ZINANI, F. S. F.; ISOLDI, L. A.; SANTOS, E. D.; ROCHA, L. A. O. Constructal design of an E-shaped cavity intruded for refrigeration of a heat generating body. **Scientia Plena**, v. 15, n. 4, 2019.

REIS, A. H. Constructal Theory: From engineering to physics and, how flow systems develop shape and structure. **Applied Mechanics Reviews**, v. 59, n. 5, p. 269, 2006.

REIS, A. H.; BEJAN, A. Constructal theory of global circulation and climate. **Internacional Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 49, n.11-12, p. 1857-1875, 2006.

RIZZONI, G. Fundamentos de engenharia elétrica. 1ª ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 732p. ISBN 9788565837217.

ROCHA, L. A. O.; LORENTE, S.; BEJAN, A. Constructal design for cooling a disc-shaped area by conduction, **Internacional Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 45, p. 1643-1652, 2002.

ROCHA, L. A. O.; LORENTE, S.; BEJAN, A. Conduction tree networks with loops for cooling a heat generating volume, **Internacional Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 49, p. 2626-2635, 2006.

ROCHA, L. A. O.; LORENZINI, E.; BISERNI, C. Geometric optimization of shapes on the basis of Bejan's Constructal theory. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 32, n. 10, p. 1281–1288, 2005.

ROCHA, L. A. O.; LORENZINI, E.; BISERNI, C. Constructal design of a cavity cooled by convection. **Internacional Journal of Design & Nature and Ecodynamics**, v. 5, n. 3, p. 212-220, 2010.

RODRIGUES, M. K.; GOULART, M. M.; HELBIG, D.; MAGALHÃES, G. M. C.; ACUNHA JÚNIOR, I. C.; ROCHA, L. A. O.; ISOLDI, L. A.; SANTOS, E. D. Constructal design aplicado à otimização geométrica de um material de alta condutividade térmica em forma de T. Proceedings VI Conferência Sul em Modelagem Computacional – MCSul, p. 183-192, 2014.

RODRIGUES, P. M.; BISERNI, C.; ESCOBAR, C. C.; ROCHA, L. A. O.; ISOLDI, L. A. Geometric optimization of a lid-driven cavity with two rectangular intrusions under mixed convection heat transfer: A numerical investigation motivated by constructal design. **Internacional Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 117, 2020.

SOUZA, J. A.; ORDONEZ, J. C. Constructal optimization of high conductivity inserts in plates with internal heat generation. **Department of Mechanical Engineering and Center for Advanced Power Systems**. Florida State University, 2011.

- SWEO, R.; 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. ed. Essex, England: Pearson Prentice Hall, 2007.
- WEINERTH, G. The constructal analysis of warfare. **International Journal of Design & Nature and Ecodynamics**, v. 5, p. 268-276, 2010.
- WELLER, H.; GREENSHIELDS, C.; DE ROUVRAY, C. The OpenFOAM Foundation Ltd, 2021. Disponível em: <<https://openfoam.org/>>. .
- WUBSHET, I; MOHAMMED, H. Finite element analysis of mixed convection flow in a trapezoidal cavity with non-uniform temperature. **Helyion**, v. 6, 2021.
- ZAMFIRESCU, C.; DINCER, I. Thermodynamic performance analysis and optimization of a SOFC-Hp system. **Thermochim. Acta**, v. 486, p. 32-40, 2009.
- ZHANG, Y.; LIU, S.; QIAO, H. Design of the heat conduction structure based on the topology optimization, **Developments in Heat Transfer**, v. 26, p. 523-536, 2011.
- 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.

Apêndice 1 – Código utilizado para geração de uma da malha da cavidade isotérmica no software GMSH

```

Esize = 0.005;
Mesh.CharacteristicLengthFactor = Esize;
//Mesh.Algorithm = 6;    //1=MeshAdapt, 2=Automatic, 5=Delaunay, 6=Frontal, 7=BAMG,
8=DelQuad
//Mesh.Algorithm3D = 4; //1=Delaunay, 2=New Delaunay, 4=Frontal, 5=Frontal Delaunay,
6=Frontal Hex, 7=MMG3D, 9=R-tree
//Mesh.RecombineAll = 0;        //0=off, 1=on
//Mesh.Recombine3DAll = 1;      //0=off, 1=on
//-----
H = 1;
L = 1;
W = L/20;    nW = 1;
fi = 0,1;
//-----
L0_H0 = 0,25;
H0 = (fi*H*L/L0_H0)^(0,5);
L0 = L0_H0*H0;
//-----
nL0 = L0/Esize;
nL = (L/2 - L0/2)/Esize;
nH0 = H0/Esize;
nH = (H - H0)/Esize + 1;
//-----
Point (1) = {-L/2, 0, 0, 1.0};
Point (2) = {-L0/2, 0, 0, 1.0};
Point (3) = {L0/2, 0, 0, 1.0};
Point (4) = {L/2, 0, 0, 1.0};
Point (21) = {-L/2, H0, 0, 1.0};
Point (22) = {-L0/2, H0, 0, 1.0};
Point (23) = {L0/2, H0, 0, 1.0};
Point (24) = {L/2, H0, 0, 1.0};

```

Point (31) = $\{-L/2, H, 0, 1.0\}$;

Point (32) = $\{-L0/2, H, 0, 1.0\}$;

Point (33) = $\{L0/2, H, 0, 1.0\}$;

Point (34) = $\{L/2, H, 0, 1.0\}$;

//-----

Line (1) = $\{1, 2\}$;

Line (2) = $\{3, 4\}$;

Line (3) = $\{21, 22\}$;

Line (4) = $\{22, 23\}$;

Line (5) = $\{23, 24\}$;

Line (6) = $\{31, 32\}$;

Line (7) = $\{32, 33\}$;

Line (8) = $\{33, 34\}$;

Line (9) = $\{1, 21\}$;

Line (10) = $\{21, 31\}$;

Line (11) = $\{22, 32\}$;

Line (12) = $\{33, 23\}$;

Line (13) = $\{23, 3\}$;

Line (14) = $\{2, 22\}$;

Line (15) = $\{4, 24\}$;

Line (16) = $\{24, 34\}$;

//-----

Transfinite Curve $\{1, 3, 6, 8, 5, 2\} = nL$ Using Progression 1;

Transfinite Curve $\{9, 14, 13, 15\} = nH0$ Using Progression 1;

Transfinite Curve $\{10, 11, 12, 16\} = nH$ Using Progression 1;

Transfinite Curve $\{4, 7\} = nL0$ Using Progression 1;

//-----

Curve Loop (1) = $\{3, -14, -1, 9\}$;

Plane Surface (1) = $\{1\}$;

Curve Loop (2) = $\{10, 6, -11, -3\}$;

Plane Surface (2) = $\{2\}$;

Curve Loop (3) = $\{4, -12, -7, -11\}$;

Plane Surface (3) = $\{3\}$;

Curve Loop(4) = $\{8, -16, -5, -12\}$;

```

Plane Surface (4) = {4};
Curve Loop (5) = {5, -15, -2, -13};
Plane Surface (5) = {5};
//-----

Transfinite Surface {1, 2, 3, 4, 5};
//-----

Recombine Surface {1, 2, 3, 4, 5};
//-----

Extrude {0, 0, W} { Surface{1}; Surface{2}; Surface{3}; Surface{4}; Surface{5}; Layers{nW};
Recombine; }
//-----

Printf ("fi = %g", fi);
Printf ("H = %g", H);
Printf ("L = %g", L);
Printf ("H0 = %g", H0);
Printf ("L0 = %g", L0);
Printf ("P = %g", 2*H0 + L0);
//-----

Physical Surface ("isothermalFaces") = {125, 29, 69};
Physical Surface ("insulatedFaces") = {51, 77, 91, 95, 117, 121, 33, 37, 47};
Physical Surface ("emptyFaces") = {4, 82, 104, 126, 5, 1, 38, 60, 2, 3};
Physical Volume ("internalVolume") = {1, 2, 3, 4, 5};
//-----

```

Apêndice 2 – Código utilizado para geração de uma da malha da cavidade convective 3D no software GMSH

```

Esize = 0.0015;

Mesh.CharacteristicLengthFactor = Esize;

//Mesh.Algorithm = 6;      //1=MeshAdapt, 2=Automatic, 5=Delaunay, 6=Frontal, 7=BAMG,
//                        8=DelQuad

//Mesh.Algorithm3D = 4;    //1=Delaunay, 2=New Delaunay, 4=Frontal, 5=Frontal Delaunay,
//                        6=Frontal Hex, 7=MMG3D, 9=R-tree

//Mesh.RecombineAll = 0;    //0=off, 1=on

//Mesh.Recombine3DAll = 1;    //0=off, 1=on

//-----

H = 0.1;

L = 0.1;

W = 0.1;

fi = 0.1;

//-----

//L0 = 0.1;

//H0 = fi*H*L/L0;

//-----

L0_H0 = 1;

H0 = (fi*H*L/L0_H0)^(0.5);

L0 = L0_H0*H0;

//-----

nL0 = L0/Esize;

nL = (L/2 - L0/2)/Esize;

nH0 = H0/Esize;

```

$$nH = (H - H0)/Esize + 1;$$

$$nW = W/Esize;$$

//-----

$$\text{Point}(1) = \{-L/2, 0, 0, 1.0\};$$

$$\text{Point}(2) = \{-L0/2, 0, 0, 1.0\};$$

$$\text{Point}(3) = \{L0/2, 0, 0, 1.0\};$$

$$\text{Point}(4) = \{L/2, 0, 0, 1.0\};$$

$$\text{Point}(21) = \{-L/2, H0, 0, 1.0\};$$

$$\text{Point}(22) = \{-L0/2, H0, 0, 1.0\};$$

$$\text{Point}(23) = \{L0/2, H0, 0, 1.0\};$$

$$\text{Point}(24) = \{L/2, H0, 0, 1.0\};$$

$$\text{Point}(31) = \{-L/2, H, 0, 1.0\};$$

$$\text{Point}(32) = \{-L0/2, H, 0, 1.0\};$$

$$\text{Point}(33) = \{L0/2, H, 0, 1.0\};$$

$$\text{Point}(34) = \{L/2, H, 0, 1.0\};$$

//-----

$$\text{Line}(1) = \{1, 2\};$$

$$\text{Line}(2) = \{3, 4\};$$

$$\text{Line}(3) = \{21, 22\};$$

$$\text{Line}(4) = \{22, 23\};$$

$$\text{Line}(5) = \{23, 24\};$$

$$\text{Line}(6) = \{31, 32\};$$

$$\text{Line}(7) = \{32, 33\};$$

$$\text{Line}(8) = \{33, 34\};$$

$$\text{Line}(9) = \{1, 21\};$$

$$\text{Line}(10) = \{21, 31\};$$

Line(11) = {22, 32};

Line(12) = {33, 23};

Line(13) = {23, 3};

Line(14) = {2, 22};

Line(15) = {4, 24};

Line(16) = {24, 34};

Line(17) = {2, 3};

//-----

Transfinite Curve {1, 3, 6, 8, 5, 2} = 2*nL Using Progression 1;

Transfinite Curve {9, 14, 13, 15} = nH0 Using Progression 1;

Transfinite Curve {10, 11, 12, 16} = nH+3 Using Progression 1;

Transfinite Curve {4, 7, 17} = nL0 Using Progression 1;

//-----

Curve Loop(1) = {3, -14, -1, 9};

Plane Surface(1) = {1};

Curve Loop(2) = {10, 6, -11, -3};

Plane Surface(2) = {2};

Curve Loop(3) = {4, -12, -7, -11};

Plane Surface(3) = {3};

Curve Loop(4) = {8, -16, -5, -12};

Plane Surface(4) = {4};

Curve Loop(5) = {5, -15, -2, -13};

Plane Surface(5) = {5};

Curve Loop(6) = {17, -13, -4, -14};

Plane Surface(6) = {6};

//-----

```
Transfinite Surface {1, 2, 3, 4, 5, 6};
```

```
//-----
```

```
Recombine Surface {1, 2, 3, 4, 5, 6};
```

```
//-----
```

```
Extrude {0, 0, W} { Surface{1, 2, 3, 4, 5}; Layers{nW}; Recombine; }
```

```
Extrude {0, 0, W} { Surface{6}; Layers{nW}; Recombine; }
```

```
//-----
```

```
Printf("fi = %g", fi);
```

```
Printf("H = %g", H);
```

```
Printf("L = %g", L);
```

```
Printf("H0 = %g", H0);
```

```
Printf("L0 = %g", L0);
```

```
//-----
```

```
Physical Surface("inlet") = {6};
```

```
Physical Surface("outlet") = {149};
```

```
Physical Surface("bottomWall") = {136};
```

```
Physical Surface("insulatedWalls") = {39, 61, 83, 105, 127, 92, 78, 52, 118, 96, 5, 4, 3, 2, 1, 34, 122, 38, 48};
```

```
Physical Volume("solidZone") = {1, 2, 3, 4, 5};
```

```
Physical Volume("fluidZone") = {6};
```

```
//-----
```

Apêndice 3 – Descrição dos dados de entrada necessários para o caso convectivo 3D

O solver *ChtMultiRegionFoam* é utilizado na solução do problema da cavidade convectiva 3D. Este é composto pelas equações abaixo:

difusão térmica (sólido), Eq. (4.24)

para o fluido

conservação da massa Eq. (4.25)

conservação da quantidade de movimento, Eqs. (4.26-4.28)

energia, Eq. (4.29)

Para a solução da cavidade convectiva 3D, foram necessários alguns dados de entrada, conforme descrito abaixo:

Os diferentes números de Reynolds estudados (1000, 400, 100) foram mantidos fixos. Para cada geometria obtém-se um diâmetro e varia a velocidade para cada caso, de forma a obter-se um valor de massa específica do fluido para as diferentes geometrias. Esses dados foram adaptados para cada número de Reynolds ser constante. Em muitos casos houve a necessidade de modificar-se as propriedades físicas do fluido para conseguir a convergência da solução.