

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

**DESIGN CONSTRUTAL DE ALETAS EM CAVIDADES RESFRIADAS POR
FLUIDOS NÃO NEWTONIANOS**

JOCEMAR BUENO

Dissertação de Mestrado

São Leopoldo, dezembro de 2018.

DESIGN CONSTRUTAL DE ALETAS EM CAVIDADES RESFRIADAS POR FLUIDOS
NÃO NEWTONIANOS

Jocemar Bueno

Trabalho submetido ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UNISINOS como pré-requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Mestrando em Engenharia Mecânica

Orientador: Dra. Flávia Schwarz Franceschini Zinani

Coorientador: Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha

Banca Examinadora:

Dra. Rejane de César Oliveski
Dra. Jacqueline Biancon Copetti
Dr. Cleiton Elsner da Fonseca

B928d Bueno, Jocemar.
Design construtal de aletas em cavidades resfriadas por fluidos não newtonianos / Jocemar Bueno. – 2018.
62 f. : il. ; 30 cm.

Dissertação (mestrado) – Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2018.
“Orientador: Dra. Flávia Schwarz Franceschini Zinani ;
coorientador: Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha.”

1. Engenharia mecânica. 2. Aletas. 3. Convecção mista. 4. Fluidos não newtonianos. 5. Fluidodinâmica computacional. 6. Design construtal. I. Título.

CDU 621

RESUMO

O presente trabalho investiga o Design Construtal de uma aleta inserida em uma cavidade submetida à convecção mista por fluidos não newtonianos. O objetivo é obter a razão de aspecto ótima para a aleta considerando diferentes condições de escoamento e variações nos parâmetros reológicos do fluido. Os fenômenos de escoamento e transferência de calor são modelados pelas equações de balanço de massa, quantidade de movimento e energia, e a equação constitutiva de líquido newtoniano generalizado. A viscosidade é modelada como a de um fluido pseudoplástico, utilizando a função de Carreau. O problema de otimização consiste em maximizar a transferência de calor a partir da aleta, na forma do número de Nusselt médio. A variável de projeto investigada é a razão de aspecto entre as arestas do perfil da aleta plana retangular. As restrições são a área da cavidade e da aleta. Os resultados são obtidos numericamente utilizando um código de volumes finitos e uma geometria bidimensional, através de busca exaustiva. Os resultados mostram que a geometria da aleta influencia o número de Nusselt máximo principalmente para os casos com altos números de Reynolds e de Rayleigh, assim como foi mostrado em trabalhos anteriores. Também se verificou que o Nusselt aumenta conforme o aumento da intensidade de escoamento, representada pelo parâmetro 'NuH', e que o resultado do número de Nusselt máximo não varia monotonicamente com a viscosidade não newtoniana adimensional e com o índice de escoamento, mostrando que a pseudoplasticidade do fluido implica em configurações ótimas muito distintas daquelas previstas para fluidos newtonianos.

Palavras-chave: Aletas. Convecção mista. Fluidos não newtonianos. Fluidodinâmica computacional. Design Construtal.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Representação esquemática de escoamento cisalhante unidirecional.....	16
Figura 2 - Comportamento de fluidos não newtonianos independentes do tempo.....	18
Figura 3 - Esquemático para comportamento pseudoplástico.....	19
Figura 4. Intrusão isotérmica lateral em um corpo condutivo bidimensional com geração de calor uniforme adaptado de Biserni et al.(2004).	23
Figura 5. Primeira construção de uma inserção arranjada como um T, adaptado de Biserni et al. (2004).	24
Figura 6 - Domínio do problema e condições de contorno, adaptado (Lorenzini et al. 2016)..	28
Figura 7 – Método do Design Construtal para o Presente trabalho.....	29
Figura 8. Malha numérica $n_1 = 0,1$, detalhe para $L = 1$	33
Figura 9. Comparação entre resultados de Lorenzini et al.(2016), para (a) $Re = 10^3$, $Ra = 10^3$, (B) $Re = 500$, e $Ra = 10^3$, presente trabalho.	34
Figura 10. Campo de Temperatura, Fluido Newtoniano, $Re = 1000$, $Pr = 0,70$, $Ra = 10^6$, $H1/L1 = 1$	36
Figura 11. Campo de Velocidade, Fluido Newtoniano, $Re = 1000$, $Pr = 0,70$, $Ra = 10^6$, $H1/L1 = 1$	37
Figura 12. Campo de Viscosidade, $Re = 500$, $Ra = 10^6$, $\psi = 50$, $Pr = 50$, $\eta^* = 10^{-4}$, $n = 0,4$, $H1/L1$ ótimo = 0,2724.....	38
Figura 13. Comparação dos resultados de Lorenzini e o presente trabalho.	39
Figura 14. Erro relativo entre o trabalho de Lorenzini e o presente trabalho.....	39
Figura 15. Viscosidade em função da taxa de tensão de cisalhamento.	40
Figura 16. Análise de sensibilidade, avaliando os parâmetros $Re = 10$ e 1000 , $Pr = 1,0$ e 50 , $n = 0,4$, $H1/L1 = 0,1$ a 5 , $Ra = 10^3$ e 10^6 , $\eta^* = 0,1$ e 10^{-4} , e $\psi = 1$ e 100	41
Figura 17. Resultados obtidos para Fluidos não newtonianos com $Re = 500$, $Pr = 50$, $n = 0,4$, $H1/L1 = 0,1$ a 1 , $Ra = 10^6$ e $\eta^* = 10^{-4}$, e convecção mista.	42
Figura 18. Geometrias ótimas versus a razão entre Reynolds e Reynolds reológico, ψ	43
Figura 19. Razão de aspecto ótima e Nusselt máximo em relação diversos valores de η^* , $\psi = 100$, $n = 0,4$, $Re = 500$, $Ra = 10^6$, e $Pr = 50$	44
Figura 20. Nusselt em função da razão de aspecto para $\psi = 100$, $n = 0,4$, $Re = 500$, $Ra = 10^6$, $Pr = 50$, e três valores de η^*	44
Figura 21. Variação de Nu para diferentes razões de aspectos para fluidos não newtonianos com $Re = 500$, $Pr = 50$, $H1/L1 = 0,1$ a 1 , $Ra = 10^6$, $\eta^* = 10^{-4}$ e $\psi = 100$, e convecção mista.	46

Figura 22. Nusselt máximo e Razão de aspecto ótima em função do índice de potência de Carreau, n.46

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Índice de convergência de malha. $Re = 10^3$, $Pr = 0,71$, $Ra = 10^6$ 33

Tabela 2. Parâmetros adimensionais utilizados neste trabalho.....	41
---	----

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional (<i>Computational Fluid Dynamics</i>)
DOE	Planejamento de Experimentos (<i>Design of Experiments</i>)
RMS	Resíduo Médio Quadrático (Residue Mean Square)
GCI	Método de Convergência de Malha (Grid Convergence Method)

LISTA DE SIMBOLOS

A	Área	$[m^2]$
a	Parâmetro adimensional que descreve a região de transição	$[-]$
c_p	Calor específico	$[J\ kg^{-1}\ K^{-1}]$
F	Força	$[N]$
g	Aceleração gravitacional local	$[m\ s^{-2}]$
H	Altura	$[m]$
k	Condutividade térmica	$[W\ m^{-1}\ K^{-1}]$
L	Comprimento total do domínio	$[m]$
L_1	Comprimento da aleta	$[m]$
n	Índice de potência	$[-]$
N	Número de elementos	$[-]$
Nu_H	Número de Nusselt	$[-]$
p	Pressão	$[Pa]$
Pr	Número de Prandtl	$[-]$
Re_τ	Número de Reynolds Reológico	$[-]$
Re	Número de Reynolds	$[-]$
Ra	Número de Rayleigh	$[-]$
q	Taxa da transferência de calor	$[W]$
q'	Taxa de transferência de calor por unidade de comprimento	$[W\ m^{-1}]$
H_1/L_1	Razão de aspecto da aleta	$[-]$
$H_1/L_{1\acute{o}tima}$	Razão de aspecto ótima da aleta	$[-]$
T	Temperatura	$[K]$
T_w	Temperatura imposta (condição de contorno)	$[K]$
T_∞	Temperatura de corrente livre	$[K]$
u_{med}	Velocidade média	$[m\ s^{-1}]$
U_x	Velocidade na direção x	$[m\ s^{-1}]$
U_∞	Velocidade tangencial igual	$[m\ s^{-1}]$

LETRAS GREGAS

α	Difusividade térmica do fluido	$[\text{m}^2 \text{s}^{-1}]$
β	coeficiente de Boussinesq	$[\text{K}^{-1}]$
$\dot{\gamma}$	Magnitude da taxa de deformação	$[\text{s}^{-1}]$
η	Função viscosidade	$[\text{Pa s}]$
η_c	Viscosidade característica	$[\text{Pa s}]$
η^*	Razão entre a viscosidade a taxa de cisalhamento zero pela taxa de cisalhamento infinito	$[-]$
η_0	Viscosidade a taxa de deformação tendendo a zero	$[\text{Pa s}]$
η_∞	Viscosidade a taxa de deformação tendendo ao infinito	$[\text{Pa s}]$
λ	Tempo característico	$[\text{s}]$
μ	Viscosidade de fluido newtoniano	$[\text{Pa s}]$
ρ	Massa específica	$[\text{kg m}^{-3}]$
τ	Tensão de cisalhamento	$[\text{Pa}]$
τ_0	Tensão inicial de escoamento	$[\text{Pa}]$
ϕ	Fração de área da aleta	$[\%]$
ψ	Razão entre Número de Reynolds Reológico e Número de Reynolds	$[-]$

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	11
1.1 OBJETIVOS.....	13
1.1.1 Objetivo Geral.....	13
1.1.2 Objetivos Específicos.....	13
1.2 JUSTIFICATIVA.....	13
1.3 ESTRUTURA DA PESQUISA.....	14
2 REFERENCIAL TEÓRICO	15
2.1 DEFINIÇÃO DE FLUIDO NÃO NEWTONIANO.....	15
2.2 MECÂNICA DOS FLUIDOS NÃO NEWTONIANOS.....	16
2.3 FLUIDOS NÃO NEWTONIANOS INDEPENDENTES DO TEMPO.....	17
2.3.1 Fluidos pseudoplásticos.....	18
2.3.1.1 Modelos para fluidos pseudoplásticos.....	19
2.4 TEORIA CONSTRUTAL E O MÉTODO DESIGN CONSTRUTAL.....	21
2.5 ESTADO DA ARTE.....	22
2.5.1 Design Construtal Aplicado a Aletas e Cavidades.....	22
2.5.2 Estudos com fluidos não newtonianos.....	26
3 METODOLOGIA.....	28
3.1 PROBLEMA FÍSICO.....	28
3.2 MÉTODO DESIGN CONSTRUTAL.....	28
3.3 MODELO MATEMÁTICO.....	30
3.3.1 Faixas de valores.....	31
3.4 MÉTODO NUMÉRICO, MALHA E CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	32
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	35
4.1 MODELO DE VERIFICAÇÃO.....	38
4.2 FLUIDO NÃO NEWTONIANOS COM CONVECÇÃO MISTA – ANÁLISE DE SENSIBILIDADE.....	39
4.3 EFEITO DA RAZÃO DE REYNOLDS, ψ	42
4.4 EFEITO DA RAZÃO DE VISCOSIDADES, η^*	43
4.5 EFEITO DO ÍNDICE DE ESCOAMENTO, n	45
5 CONCLUSÕES.....	47
6 REFERÊNCIAS.....	49

ANEXO A - CAMPOS DE TEMPERATURA $\psi = 50, \eta^* = 10^{-4}, n = 0,4, Re = 500, Ra = 10^6, Pr = 50$, A) $H1L1 = 0,1$; B) $H1L1\acute{O}timo = 0,2724$; C) $H1L1 = 0,6$	55
ANEXO B -CAMPOS DE VELOCIDADE $\psi = 50, \eta^* = 10^{-4}, n = 0,4, Re = 500, Ra = 10^6, Pr = 50$, A) $H1L1 = 0,1$; B) $H1L1\acute{O}timo = 0,2724$; C) $H1L1 = 0,6$	56
ANEXO C - CAMPO DE VISCOSIDADE $\psi = 50, \eta^* = 10^{-4}, n = 0,4, Re = 500, Ra = 10^6, Pr = 50, H1L1\acute{O}timo = 0,2724$	57
ANEXO D - CAMPOS DE TEMPERATURA $\eta^* = 10^{-2}, \psi = 100, n = 0,4, Re = 500, Ra = 10^6, Pr = 50$; A) $H1L1 = 0,1$; B) $H1L1\acute{O}timo = 0,39$; C) $H1L1 = 1$	58
ANEXO E - CAMPOS DE VELOCIDADE $\eta^* = 10^{-2}, \psi = 100, n = 0,4, Re = 500, Ra = 10^6, Pr = 50$; A) $H1L1 = 0,1$; B) $H1L1\acute{O}timo = 0,39$; C) $H1L1 = 1$	59
ANEXO F - CAMPOS DE VISCOSIDADE $\eta^* = 10^{-2}, \psi = 100, n = 0,4, Re = 500, Ra = 10^6, Pr = 50; H1L1\acute{O}timo = 0,39$	60
ANEXO G - CAMPOS DE TEMPERATURA $n = 0,4, \eta^* = 10^{-4}, Re = 500, Ra = 10^6, Pr = 50, \psi = 100$, A) $H1L1 = 0,125$; B) $H1L1\acute{O}timo = 0,277$; C) $H1L1 = 0,65$	61
ANEXO H - CAMPOS DE VELOCIDADE $n = 0,4, \eta^* = 10^{-4}, Re = 500, Ra = 10^6, Pr = 50, \psi = 100$, A) $H1L1 = 0,125$; B) $H1L1\acute{O}timo = 0,277$; C) $H1L1 = 0,65$	62
ANEXO I - CAMPO DE VISCOSIDADE $n = 0,4, \eta^* = 10^{-4}, Re = 500, Ra = 10^6, Pr = 50, \psi = 100, H1L1\acute{O}timo = 0,277$	63

1 INTRODUÇÃO

Uma grande variedade de fluidos de interesse para a indústria apresenta comportamento não newtoniano. Dentre inúmeros exemplos, pode-se citar polímeros fundidos, produtos alimentícios como geleias, molhos, lácteos, fluidos biológicos como sangue e linfa, borrachas fundidas, cosméticos como cremes, géis e pastas (Barnes, 2000). Têm recebido especial atenção ultimamente os óleos parafínicos que se depositam no interior de dutos de extração de petróleo em águas profundas e podem causar seu entupimento, prejudicando a operação dos sistemas (Wardhaugh, 1991), o que pode representar insegurança na operação e altos custos para extração do petróleo.

A definição de fluido não newtoniano é: um fluido para o qual a relação entre a tensão e a taxa de deformação não é linear (Bird et al. 1987). Assim, pode-se destacar que a viscosidade não é parâmetro único na definição do comportamento reológico do material, e também que dentre os diferentes comportamentos não newtonianos conhecidos e classificados, temos a pseudoplasticidade, que é o fenômeno de redução da viscosidade com o aumento da taxa de deformação, e é um dos comportamentos não newtonianos mais comuns e que mais afetam processos industriais. Logo, vários fluidos comuns, como tintas, sucos concentrados, soluções de polímeros e emulsões apresentam comportamento pseudoplástico, e com isso, a modelagem matemática da pseudoplasticidade é de grande interesse na engenharia, em função da grande aplicabilidade na otimização de processos industriais, produção e manufatura.

Ainda, se faz necessário entender que os processos de convecção de calor em fluidos não newtonianos também são de suma importância, além das características reológicas no escoamento, pois possuem características distintas dos processos que utilizam apenas fluidos newtonianos. No entanto, mesmo que os fluidos não newtonianos estejam muito presentes nos processos industriais que envolvem transferência de calor, percebe-se poucas pesquisas sobre os temas que envolvem a transferência de calor utilizando-os como fluidos de trabalho, mas os poucos trabalhos que existem já mostram bons resultados. Como exemplo, pode-se citar Barthe et al. (2008) e, Tiwari e Chhabra (2015) que, a partir de simulações numéricas, demonstraram o aumento da transferência de calor em fluidos não newtonianos escoando sobre tubos elípticos. Outro exemplo, Hermany et al. (2018) que utilizaram o método Design Construtal, que se baseia em um princípio determinístico para a obtenção do design, a Lei Construtal, para determinar o efeito da variação de parâmetros geométricos na transferência de calor a partir de dutos elípticos para fluidos não newtonianos viscoplásticos. Estas pesquisas mostram que considerar a geometria otimizada combinada com o fluido de trabalho adequado, aumenta a eficiência na

transferência de calor, ou seja, máquinas que utilizam apenas fluidos newtonianos podem não apresentar máxima eficiência em alguns processos por não levar em consideração as características reológicas do fluido de trabalho.

Hoje, o estudo para otimizar a transferência de calor nos processos industriais é de extrema importância, pois o aumento da eficiência diminui o consumo de energia. Por exemplo, dissipadores de calor com superfícies aletadas são dispositivos comuns presentes em computadores, inversores de frequência, diversos dispositivos eletrônicos e máquinas elétricas; e entender como aumentar a eficiência para a troca de calor entre o material que compõe a aleta e o fluido é um passo fundamental para a evolução desses equipamentos. Nesse sentido, a adequação da geometria de superfícies aletadas pode trazer benefícios como maior transferência de calor e menor custo em material, caso também seja otimizado o fluido de trabalho. Para entender melhor sobre o método de otimização das geometrias, pode-se analisar o caso especial de convecção mista de uma aleta introduzida em uma cavidade, e que foi investigado nos trabalhos de Shi et al. (2005) e Oztop et al. (2009). Estes trabalhos, concentraram-se em entender e quantificar a convecção mista para diferentes geometrias de aletas ou obstáculos introduzidos dentro da cavidade. Estes trabalhos ajudaram novas pesquisas que tinham como objetivo aplicar uma metodologia para analisar os efeitos da geometria da cavidade e da aleta, observando o desempenho da transferência de calor. O método é chamado Design Construtal, e exemplos de pesquisas que empregaram o método são: os trabalhos de Dos Santos et al. (2013), Klein et al. (2017), e Lorenzini et al. (2016).

O método Design Construtal vem sendo empregado na análise de sistemas térmicos com fluidos não newtonianos, como, por exemplo, Klein et al. (2018), investigaram os efeitos dos números de Bejan e Prandtl nas geometrias ótimas obtidas através do Design Construtal. A Lei Construtal foi declarada pelo professor Adrian Bejan em 1997, (Bejan et al. 1997), e afirma que “para que um sistema, onde há escoamento de tamanho finito, persista no tempo, ele deve evoluir livremente de tal maneira que facilite o acesso às correntes impostas que fluem através dele” (Bejan, 2000; Bejan e Lorente., 2008; Bejan, 2016). O Design Construtal acontece espontaneamente na natureza (Bejan et al. 2012; Bejan, 2016), e explica geometria semelhante encontrada para diferentes sistemas onde há escoamento, como, por exemplo, o delta de um rio e o pulmão humano. Quando aplicada a sistemas de engenharia, na forma do método Design Construtal, os graus de liberdade dos sistemas, submetidos às restrições, podem se modificar de modo a se obter geometrias otimizadas.

Observa-se então que, embora exista uma grande presença de fluidos não newtonianos nos processos industriais de interesse para a engenharia, e exista um método, chamado de

Design Construtal, e que apresenta bons resultados nos trabalhos já publicados nesta área, há poucos trabalhos de pesquisa nesta área, o que revela uma boa demanda de estudos que precisam ser feitos. Com isso, no presente trabalho, aplicou-se o método Design Construtal para buscar a razão ótima entre altura e comprimento característico, para uma aleta inserida em uma cavidade quadrada resfriada por fluidos não newtonianos, e com isso analisar o efeito de parâmetros fluidodinâmicos e reológicos na forma da geometria otimizada e na taxa máxima de transferência de calor com o objetivo de analisar os efeitos dos parâmetros adimensionais, tanto reológicos quando de escoamento.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Analisar os efeitos dos parâmetros adimensionais do escoamento e de parâmetros reológicos no Design Construtal de uma aleta retangular no interior de uma cavidade sujeita à convecção mista por fluidos não newtonianos.

1.1.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos do trabalho são:

- definir um modelo numérico para simulação de fluidos pseudoplásticos em cavidade aletada, verificar o modelo com resultados de trabalhos anteriores;
- analisar os efeitos dos parâmetros reológicos, razão de viscosidades, número de Reynolds reológico e índice de escoamento nas taxas de transferência de calor, a partir da aleta e no comportamento do escoamento, e transferência de calor conforme a razão de aspecto da aleta varia;
- investigar o efeito da viscosidade variável dos fluidos não newtonianos nas configurações ótimas obtidas.

1.2 JUSTIFICATIVA

A grande presença de fluidos não newtonianos nos processos industriais, que envolvem transferência de calor, além da escassez dos trabalhos de pesquisa nesta área, assim definir um modelo numérico para simulação de fluidos pseudoplásticos em cavidade aletada mostra-se necessário. Desta forma, analisar os efeitos dos parâmetros reológicos, razão de viscosidades,

número de Reynolds reológico e índice de escoamento nas taxas de transferência de calor, a partir da aleta e no comportamento do escoamento, e transferência de calor conforme a razão de aspecto da aleta varia é a forma mais eficaz para entendermos a dinâmica do sistema. Com isso, justifica-se investigar o efeito da viscosidade variável dos fluidos não newtonianos nas configurações ótimas obtidas para garantir a otimização da transferência de calor para fluidos não newtonianos em escoamento sobre cavidades aletadas, uma vez que se observa bons resultados dos poucos trabalhos já publicados, além da vasta área de aplicação para a engenharia em função da demanda identificada.

1.3 ESTRUTURA DA PESQUISA

Este trabalho está dividido em seis capítulos, onde o capítulo seis refere-se às referências bibliográficas, e a estrutura dos seis capítulos é descrita a seguir.

No primeiro capítulo introduz-se o assunto, apresenta-se os objetivos e a justificativa do trabalho.

O segundo capítulo deste apresenta um referencial teórico sobre os assuntos abordados na dissertação e uma revisão do estado da arte sobre projetos construtais de aletas inseridas em cavidades, sujeitas à convecção mista. No mesmo capítulo é apresentada a Teoria Construtal, utilizada na solução do problema delimitado. Ainda neste capítulo, apresenta-se uma revisão bibliográfica de estudos sobre o escoamento de fluidos pseudoplásticos sobre cavidades quadradas com aleta retangular, e de pesquisas que buscaram otimizar o mesmo tipo de geometria, para aumentar a eficiência, mas com fluido de trabalho apenas newtoniano. No final, apresenta-se uma breve revisão sobre o estado da arte para o design construtal em aletas e cavidades.

O capítulo três descreve o método de Design Construtal e a modelagem do problema: domínio computacional, equações governantes, condições de contorno e método numérico.

O capítulo quatro apresenta os resultados obtidos a partir do modelo de verificação e discussão sobre os resultados alcançados com o Método Construtal.

O capítulo cinco faz-se as conclusões sobre os resultados alcançados com a dissertação, contrapondo os resultados de Lorenzini a fim de quantificar o aumento da eficiência.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Este capítulo apresenta um referencial teórico sobre os assuntos abordados na dissertação e uma revisão do estado da arte sobre projetos construtais de aletas inseridas em cavidades, sujeitas à convecção mista.

2.1 DEFINIÇÃO DE FLUIDO NÃO NEWTONIANO

Um líquido newtoniano é aquele em que a viscosidade não varia com a taxa de deformação ou tempo, além de não exibir quaisquer propriedades elásticas ou variações em propriedades extensionais. No entanto, diversos materiais encontrados na natureza apresentam comportamento não newtoniano, e entender o comportamento destes materiais é fundamental na mecânica de fluidos, tanto para o desenvolvimento da produção industrial quanto para o entendimento de inúmeros sistemas na natureza os quais envolvem o escoamento destes fluidos, como por exemplo o sistema circulatório humano.

Um dos efeitos não newtonianos mais estudados é a variação não linear da taxa de deformação com a taxa de cisalhamento. Dentre os diversos comportamentos possíveis nesta esfera, destacam-se a pseudoplasticidade, a dilatância e a viscoplasticidade.

Para melhor entendimento, recorda-se do experimento hipotético que fornece a definição de viscosidade. Considera-se uma camada de pequena espessura de fluido na região entre duas placas planas paralelas entre si, escreve-se a distância como dy para a espessura da camada de fluido, mostrada na Eq. (1). No momento em que uma força \vec{F} é aplicada, de forma a movimentar a placa superior a uma velocidade constante, em relação à placa localizada abaixo, Figura 1, esta força de cisalhamento cria um gradiente de velocidade entre as placas. Considerando que o fluido está sobre uma força, e o líquido está estático, uma força de mesmo módulo e direção, mas de sentido oposto, surgirá em função do atrito. No caso de um fluido newtoniano, incompressível, com escoamento laminar, a tensão de cisalhamento resultante equivale ao produto da viscosidade pela taxa de cisalhamento, que é definida como gradiente da velocidade na direção y , e esta equação pode ser escrita da forma:

$$\frac{F}{A} = \tau = \mu \left(\frac{dU}{dy} \right) = \mu \dot{\gamma} \quad (1)$$

onde F é a força, A é a área superficial, τ é a tensão de cisalhamento, dU/dy é a taxa de cisalhamento, também denotada por $\dot{\gamma}$. A constante de proporcionalidade entre a tensão de cisalhamento e a taxa de cisalhamento é a viscosidade, μ .

Generalizando, fluidos que não seguem este comportamento são classificados como não newtonianos (Chhabra et al. 2008). No caso de fluidos puramente viscosos, o efeito não newtoniano por eles apresentado é a não linearidade entre a tensão de cisalhamento e a taxa de cisalhamento. Assim, não há uma constante de proporcionalidade chamada viscosidade. No caso específico de fluidos puramente viscosos, a relação entre a tensão de cisalhamento e a taxa de cisalhamento pode ser representada por:

$$\tau = \eta \dot{\gamma} \quad (2)$$

onde η é chamado de viscosidade aparente. A viscosidade aparente, no entanto, não é uma constante como a viscosidade newtoniana, μ . Ela varia conforme varia a taxa de cisalhamento à qual o fluido é submetido. A forma na qual η varia com $\dot{\gamma}$ define o comportamento não newtoniano do fluido.

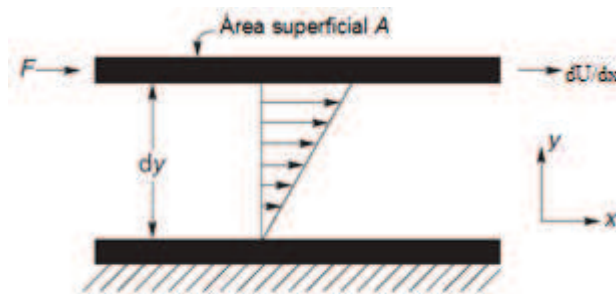


Figura 1 – Representação esquemática de escoamento cisalhante unidirecional

Fonte: Adaptado de Chhabra et al. (2008).

2.2 MECÂNICA DOS FLUIDOS NÃO NEWTONIANOS

Quando a resposta de tensão a uma taxa de cisalhamento imposta não é linear, o fluido é classificado como não newtoniano. Para classificar os fluidos não newtonianos, primeiro classifica-se em relação à presença ou não de características de elasticidade durante o escoamento, separando os fluidos puramente viscosos dos viscoelásticos. Os fluidos viscoelásticos podem apresentar viscosidade constante no experimento hipotético da Figura 1,

mas em escoamentos localmente transientes possuem efeitos de recuperação de energia. Os fluidos que não apresentam efeitos de elasticidade são chamados de puramente viscosos. Estes são o foco do presente trabalho. Os modelos reológicos utilizados em engenharia são aqueles que visam a solução de determinados problemas, e não se tratam de formas de classificar definitivamente o fluido (Chhabra et al. 2008; Zinani, 2006;). Dentre os fluidos puramente viscosos, pode-se classificar em função do tempo: fluidos dependentes ou independentes do tempo. Os fluidos independentes do tempo não são afetados pelo tempo de aplicação das tensões. No que diz respeito ao escoamento de fluidos não newtonianos, o escoamento em cavidade quadrada tem sido empregado para testar a capacidade de diferentes modelos viscoelásticos, viscoplásticos e tixotrópicos para prever o comportamento complexo de fluidos não newtonianos (Zinani et al. 2006; Zhang, 2010; Dos Santos et al. 2013. Syrakos et al. 2013; Sousa et al. 2016). Alguns autores, como Neofytou, (2005), e Zinani et al. (2008), estudaram o comportamento de fluidos diluidores de cisalhamento neste tipo de geometria, descobrindo que a dinâmica desses fluidos pode diferir muito dos fluidos newtonianos. Neste trabalho, são analisados os fluidos modelados como não newtonianos independentes no tempo.

2.3 FLUIDOS NÃO NEWTONIANOS INDEPENDENTES DO TEMPO

De acordo com Chhabra et al. (2008), pode-se subdividir os fluidos independentes do tempo em três grupos: pseudoplásticos; viscoplásticos e dilatantes. A Figura 2, ilustra as curvas de escoamento viscométrico para estes grupos, além do comportamento da tensão de cisalhamento em função da taxa de cisalhamento para fluidos escoando em regime de cisalhamento puro. No caso de fluidos newtonianos, a viscosidade, representada pela inclinação da curva, é constante e independente da taxa de cisalhamento, por isso a curva de escoamento é uma reta. Para fluidos dilatantes, a viscosidade aumenta com o aumento da taxa de deformação, o que no gráfico é representado pelo aumento da inclinação da curva de escoamento. Para fluidos pseudoplásticos, a viscosidade diminui com o aumento da taxa de deformação, o que, na curva de escoamento, aparece como a redução de sua declividade. Os fluidos viscoplásticos são aqueles que só escoam se lhes é imposta uma tensão mínima de escoamento, e são representados pelas curvas de Bingham e Herschel-Bulkley, conforme o fluido escoar com viscosidade constante ou variável, respectivamente.

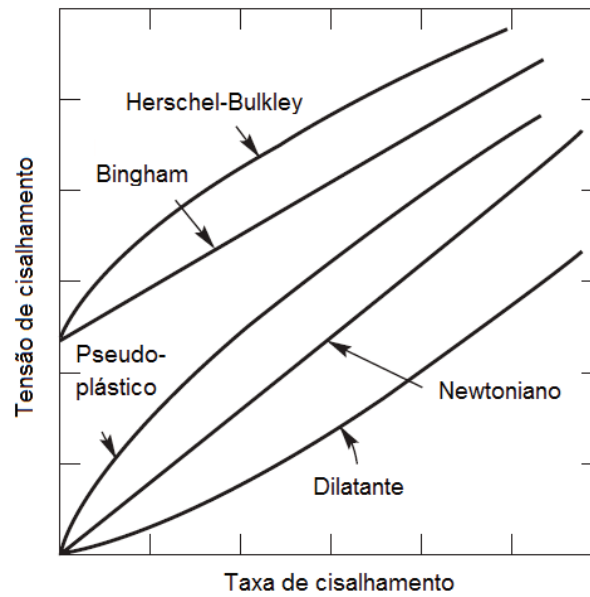


Figura 2 - Comportamento de fluidos não newtonianos independentes do tempo

Fonte: Adaptado de Chhabra et al. (2008).

2.3.1 Fluidos pseudoplásticos

Em relação aos fluidos não newtonianos independentes do tempo, o comportamento pseudoplástico é o mais comum de se observar. A viscosidade aparente dos fluidos pseudoplásticos diminui à medida que a taxa de cisalhamento aumenta.

Caso a taxa de cisalhamento seja muito alta ou muito baixa, os fluidos pseudoplásticos se comportam como fluidos newtonianos, apresentando platôs de viscosidade constante a taxas de cisalhamento muito altas ou muito baixas, como no esquema da Figura 3.

A viscosidade aparente (η) sobre taxas de cisalhamento muito baixas são chamadas, de limite inferior (η_0), e quando muito altas são chamados de limite superior (η_∞) da viscosidade aparente. Assim, a viscosidade aparente de um fluido pseudoplástico tende a diminuir de η_0 para η_∞ , conforme ocorre o aumento da taxa de cisalhamento. Os valores de η_0 e η_∞ são muito distintos, o uso de uma viscosidade aparente média não é adequado normalmente. As taxas de cisalhamento sinalizam o início e o fim do comportamento pseudoplástico. Em função de outros fatores, como tipo de concentração dos componentes na solução, distribuição do peso molecular, e outros fatores, fica difícil generalizar de forma válida, mas é possível averiguar que muitos materiais atingem seus limites de viscosidade quando submetidos a taxas de cisalhamento entre 10^{-2} s^{-1} e 10^5 s^{-1} (Chhabra et al. 2008).

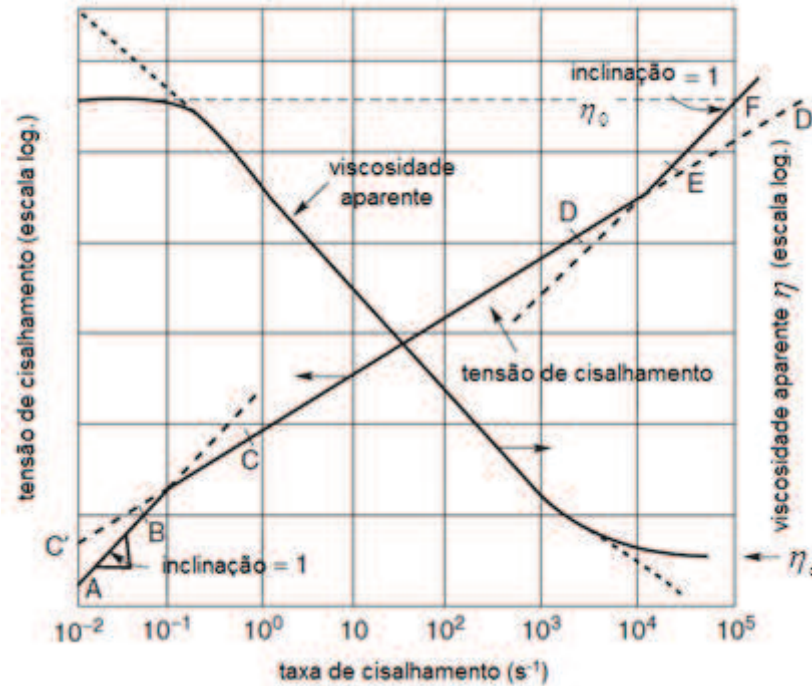


Figura 3 - Esquemático para comportamento pseudoplástico

Fonte: Adaptado de Chhabra et al. (2008).

2.3.1.1 Modelos para fluidos pseudoplásticos

Para criar um modelo matemático para fluidos pseudoplásticos, pode-se utilizar aproximações empíricas para relacionar a viscosidade aparente e a taxa de cisalhamento, ou, usar como base teórica a mecânica estatística, estendendo a aplicação da teoria cinética para o estado líquido. Em seguida são descritos os modelos mais utilizados (Chhabra et al. 2008).

a) Modelo Lei da Potência ou modelo Ostwald-de-Waele

Verifica-se, Figura 3, a relação entre a tensão de cisalhamento em função da viscosidade aparente, em coordenadas duplo logaritmo. Para um fluido pseudoplástico, pode-se aproximar uma reta ao longo de um intervalo de taxa de cisalhamento, onde, para este intervalo, aplica-se a expressão:

$$\tau = K(\dot{\gamma})^n \quad (3)$$

A viscosidade aparente para os fluidos na Lei da Potência é expressa como:

$$\eta = \tau/\gamma = K(\dot{\gamma})^n \quad (4)$$

onde K e n são dois parâmetros empíricos de ajuste de curva nomeados respectivamente como coeficiente de consistência e índice de potência. Quando $n < 1$ o fluido diminui sua viscosidade em função do aumento da taxa de cisalhamento, mas quando $n > 1$, o fluido aumenta a viscosidade com o aumento da taxa de cisalhamento. Uma vez que atinge $n = 1$, o comportamento é de fluido newtoniano (Chhabra et al. 2008). Assim, para $n < 1$, o modelo representa um fluido pseudoplástico, e para $n > 1$, representa um fluido dilatante, para o qual a viscosidade aparente aumenta com o aumento da taxa de cisalhamento.

O modelo da lei da potência tem algumas limitações, como:

- os valores ajustados de K e n dependem da faixa de taxas de cisalhamento considerados, com isso funciona somente em um intervalo determinado de taxas de cisalhamento;

- Não são previstos os valores das viscosidades aparentes inferiores e superiores, Figura 3, representado pelas linhas tracejadas.

- K depende do valor numérico de n para a unidade de medida, então não é possível comparar K com diferentes valores de n .

Contudo, este é o modelo utilizado na literatura para analisar diversas aplicações de engenharia que envolvem fluidos pseudoplásticos (Chhabra et al. 2008).

b) O modelo de Carreau

O modelo de Carreau é muito parecido com o modelo Lei da Potência, trata-se de um modelo generalizado, mas com a vantagem de trabalhar com quatro parâmetros. Ele descreve o comportamento da viscosidade a baixas, médias e altas taxas de cisalhamento, onde a viscosidade depende da taxa de cisalhamento ($\dot{\gamma}$), obedecendo a equação:

$$\eta(\dot{\gamma}) = \eta_{\infty} + (\eta_0 - \eta_{\infty})(1 + (\lambda\dot{\gamma})^a)^{\frac{n-1}{a}} \quad (5)$$

onde η_0 é a viscosidade aparente inferior, η_{∞} é a viscosidade aparente superior, λ é tempo característico, n é o índice de potência, e a é um parâmetro adimensional que descreve a região de transição entre a região de baixa taxa de cisalhamento e a região de queda de viscosidade de acordo com a lei da potência. Esse modelo consegue ajustar-se às mais diversas curvas

experimentais, o que é bastante útil em cálculos numéricos, onde precisa-se de uma expressão analítica para prever a viscosidade não newtoniana em materiais pseudoplásticos.

O modelo de Carreau geralmente é empregado utilizando o parâmetro a igual a 2. A forma adimensional deste modelo é dada como:

$$\tilde{\eta} = \eta^* + (1 - \eta^*)(1 + (\dot{\gamma}^*)^a)^{\frac{n-1}{a}} \quad (6)$$

onde $\tilde{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0}$, $\eta^* = \frac{\eta_\infty}{\eta_0}$, $\dot{\gamma}^* = \frac{\dot{\gamma}}{\lambda}$.

Sendo assim, pode-se estudar o efeito de parâmetros reológicos adimensionais utilizando este modelo. Estes parâmetros seriam a razão de viscosidades η^* , o índice de escoamento, n , o parâmetro a , e um parâmetro em função do tempo característico do modelo. Pode-se empregar, por exemplo, o número de Reynolds reológico, Re_r (Souza Mendes, 2007):

$$Re_r = \frac{\rho L^2}{\lambda \eta_0} \quad (7)$$

onde ρ é a massa específica, L é o comprimento característico da cavidade, λ é o tempo, e η_0 é a viscosidade aparente inferior. O significado físico de número de Reynolds reológico é uma razão entre as forças de inércia e as forças viscosas.

2.4 TEORIA CONSTRUTAL E O MÉTODO DESIGN CONSTRUTAL

Acreditava-se que o design (geometria, forma e estrutura, configuração) observado na natureza era obra do acaso, ou seja, não era previsível. A Teoria Construtal proposta por Adrian Bejan em 1996 revê este pensamento (visão, entendimento). Segundo Bejan, Teoria Construtal é a visão (entendimento, pensamento) de que a configuração (geometria, forma e estrutura, arquitetura) dos sistemas onde existe escoamento pode ser fundamentada com base em um princípio de geração de configuração e evolução no tempo em direção a um maior acesso do escoamento global em sistemas que são livres para se transformar (modificar, reconfigurar). Esse princípio é a lei Construtal: “para que um sistema finito, onde há escoamento, persista no tempo, sua configuração deve evoluir de tal maneira que proporcione mais fácil acesso às correntes que fluem através dele” (Bejan, 1997).

Esta teoria aplica-se a sistemas onde há movimento e que acabam produzindo uma forma e/ou estrutura definidas ao longo do tempo, facilitando o escoamento das suas correntes. As formas geradas, assim como as estruturas, são basicamente a reação física macroscópica que são causadas pelos fenômenos que fazem parte de todas as escalas do sistema (Bejan, 2012). O design acontece em todos os lugares, seja em objetos animados (por exemplo, estruturas pulmonares dendríticas, colônias bacterianas e corais), padrões inanimados (bacias hidrográficas, encostas de praias e cristais dendríticos), dinâmicas sociais (fluxos de tráfego de pedestres) ou para dissipação de calor (Rocha et al. 2013).

Aplica-se a Lei Construtal utilizando-se o Método Design Construtal, muitas vezes associado a um método de otimização: define-se a função objetivo e as restrições, que podem ser áreas ou volumes fixos, mas dá-se liberdade para a variação da geometria (por exemplo, dimensões, larguras e alturas). O primeiro uso deste método ocorreu na otimização da distribuição de material condutor de calor para o resfriamento de componentes eletrônicos (Bejan et al. 1997), onde o autor obteve uma configuração com um formato semelhante às ramificações de galhos em uma árvore.

A utilização do método Design Construtal em trabalhos de otimização em corpos quadrados geradores de calor, resfriados com o auxílio de cavidades ou aletas retangulares, já é comum em fluidos newtonianos, podendo-se citar os trabalhos Biserni et al. (2004), e Lorenzini et al. (2016). No presente trabalho, o Método Design Construtal foi utilizado para definir a razão de aspecto entre a altura da aleta pelo seu comprimento no processo de transferência de calor em uma cavidade dirigida cujo fluido apresenta comportamento não newtoniano, onde o comportamento reológico foi levado em consideração na parametrização.

2.5 ESTADO DA ARTE

2.5.1 Design Construtal Aplicado a Aletas e Cavidades

O método Design Construtal tem sido usado exhaustivamente para determinar as melhores formas para aumentar a transferência de calor em corpos com geração de calor resfriados por aletas e cavidades. Por exemplo, Biserni et al. (2004), consideraram a otimização de uma cavidade inserida em uma parede condutora sólida onde há geração de calor, com o objetivo de minimizar a resistência térmica global entre o sólido e a cavidade. As cavidades tinham a forma de C e T, Figura 4 e 5, respectivamente. A otimização considerou dois conjuntos de condições térmicas para a parede sólida: geração uniforme de calor e fluxo de

calor uniforme nas superfícies externas da parede sólida. O que resultou na diminuição da resistência térmica global.

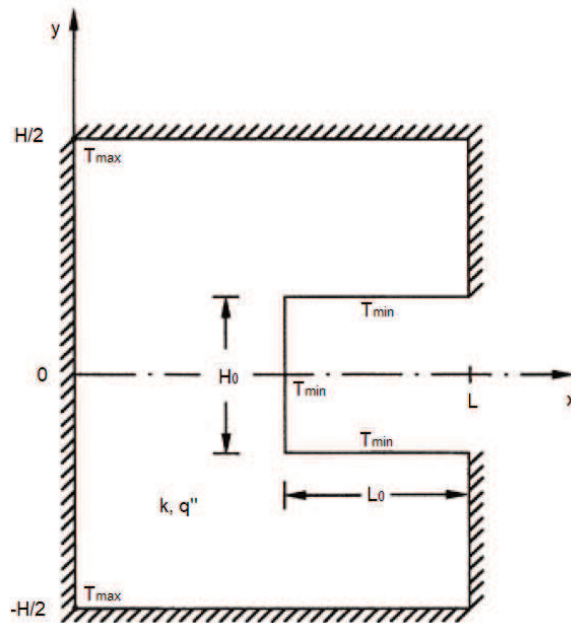


Figura 4. Intrusão isotérmica lateral em um corpo condutivo bidimensional com geração de calor uniforme adaptado de Biserni et al.(2004).

Tem-se, também, o trabalho de Lorenzini e Rocha, (2006), que minimizaram a resistência térmica global para um grupo de aletas com a forma de Y. Lorenzini et al. (2011), apresentaram a otimização de um conjunto de aletas, bastante complexo, com superfícies laterais estendidas em uma forma T-Y-T. Esta configuração produziu uma redução térmica do conjunto em quase 32% quando comparado com o melhor resultado obtido através da configuração T-Y sob as mesmas condições térmicas. Há, ainda, outros trabalhos relevantes, como o de Lorenzini et al. (2012), em que são calculadas as melhores geometrias para diversos números de cavidades retangulares isotérmicas inseridas num corpo cilíndrico e Lorenzini et al. (2016) que realizou um estudo semelhante para cavidades convectivas.

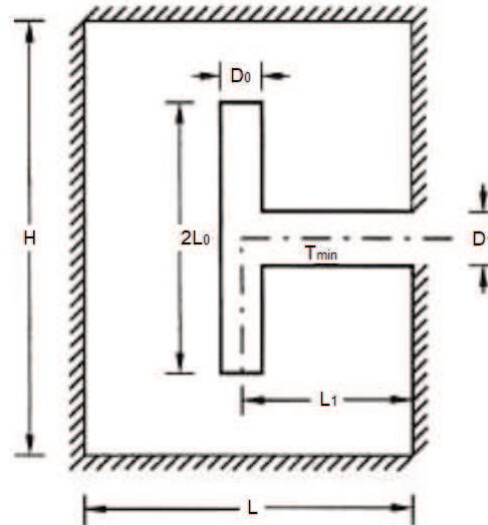


Figura 5. Primeira construção de uma inserção arranjada como um T, adaptado de Biserni et al. (2004).

De modo geral, a literatura construtal, além da otimização de formas geométricas para cavidades e aletas, apresenta trabalhos onde são investigadas as melhores formas para a inserção de caminhos de materiais de alta condutividade em sistemas onde há geração de calor uniforme. Um exemplo disso é o trabalho de Ghodoossi e Egrican, (2004), que estudaram dispositivos eletrônicos de área triangular onde são inseridos material de alta condutividade conectados a um sumidouro. Os autores verificaram que o uso de um arranjo apropriado de volumes elementares leva a um aumento na eficiência térmica. Lorenzini et al. (2013), trabalharam no resfriamento de um corpo quadrangular de baixa condutividade com a inserção de um material de alta condutividade com forma 'X'. Duas configurações em forma de X foram estudadas: uniforme (configuração onde os ângulos do X eram simétricos) e não-uniforme. A configuração com a forma de X não uniforme obteve um desempenho 10% superior a configuração uniforme.

Razera et al. (2017a), aplicaram o Design Construtal para estudar numericamente uma cavidade quadrada onde o fluido inserido na cavidade era dirigido pela parede superior móvel. O escoamento na cavidade foi estudado considerando convecção mista. Uma aleta triangular isotérmica foi inserida na cavidade. O objetivo era estudar o efeito da geometria da aleta e da fração de área da aleta em relação à cavidade sobre o coeficiente de transferência de calor adimensional (número de Nusselt), onde mostraram que condições diferentes alteram a forma ideal de um escoamento, sempre evoluindo para arquiteturas que facilitam o escoamento. Como resultado, verificaram que as configurações ótimas para a aleta apresentaram um ganho no desempenho térmico de até 15% em relação às outras geometrias e mostraram que a transferência de calor apresentou uma grande dependência da variação da fração de área.

Em outro trabalho, Razera et al. (2017b) ampliaram o trabalho anterior estudando o efeito dos números de Reynolds, Re_H , e de Rayleigh, Ra_H , baseados na altura H da cavidade, com o objetivo de avaliar a influência da geometria otimizada sobre o número médio de Nusselt na superfície da aleta, assim como analisaram o efeito da fração da área da aleta triangular em relação à cavidade quadrada.

Prosseguindo o estudo de cavidades dirigidas, Razera et al. (2018), utilizaram aletas semielípticas quando foram determinadas as melhores geometrias para diversas frações de área e regime de escoamento. Importante contribuição deste artigo foi a apresentação de um fluxograma descrevendo o procedimento para a utilização do Design Constructal. Os resultados indicaram que o emprego de aletas semielípticas apresenta um desempenho térmico até 23% superior ao desempenho de aletas com outras geometrias. Também foram comparadas aletas semielípticas isotérmicas colocadas na parede inferior, posterior e anterior da cavidade. Aletas colocadas na superfície inferior da cavidade foram as que apresentaram melhor desempenho térmico.

Altnetter et al. (2017), avaliaram a geometria de um canal horizontal, com duas aletas retangulares inseridas nas superfícies, submetido a escoamentos bidimensionais, permanentes, laminares, incompressíveis e com convecção mista, com o objetivo de avaliar a influência da geometria das aletas retangulares inseridas no canal, bem como a distância entre elas, relacionando com a taxa de transferência de calor. Como resultado verificaram que o método Design Constructal permitiu um aumento significativo no desempenho térmico dos sistemas aletados, onde verificaram uma diferença entre os mínimos e máximos desempenhos globais superiores a 100%, quando compararam as piores e melhores geometrias usando os mesmos parâmetros de escoamento, mostrando, assim, a importância da análise geométrica na otimização do desempenho térmico de um sistema.

Aldrighi et al. (2016), realizaram um estudo numérico sobre o escoamento laminar em cavidades quadradas com aleta retangular de diferentes geometrias, regime permanente e com convecção forçada, com o objetivo de maximizar a transferência de calor entre a aleta e o fluido em escoamento e avaliar a influência da geometria por meio do Design Constructal. Como resultado, verificaram que a geometria da aleta teve grande influência sobre o número de Nusselt médio para todos os valores de Reynolds avaliados por eles.

Lorenzini et al. (2016), realizaram um estudo numérico do escoamento laminar, permanente e com convecção mista dentro de uma cavidade quadrada com aleta retangular inserida em sua superfície inferior. Utilizaram fluido newtoniano, ar, para escoar no interior da cavidade, e verificando os resultados, o mecanismo de transferência de calor por convecção

mista ($Ra_H = 10^6$) apresentou um aumento de 770% quando comparado no caso com apenas convecção forçada ($Re = 10$), que mostra neste caso a importância da convecção natural na maximização da transferência de calor.

O método Design Constructal também foi aplicado a escoamentos de fluidos sem transferência de calor. Por exemplo, Sehn et al. (2017), empregaram o Design Constructal para minimizar as resistências ao escoamento em bifurcações de escoamentos em forma de Y, enquanto Pepe et al. (2017a e 2018) investigaram bifurcações em forma de T, mostrando que fluidos não newtonianos afetam as formas ótimas para essas estruturas, desviando-se da lei Hess-Murray (Pepe et al. 2017b).

2.5.2 Estudos com fluidos não newtonianos

Labsi et al. (2018), realizaram um estudo numérico, baseado no método dos volumes finitos, com foco na caracterização do escoamento e da convecção de transferência de calor dentro de uma cavidade quadrada, preenchida com um fluido Herschel-Bulkley, onde verificaram que a variação da viscosidade modificou muito o escoamento e a transferência de calor, especialmente para convecção natural e mista. Kefayati, (2015), estudou o efeito do campo magnético sobre o fluido de Bingham em uma cavidade quadrada, onde foi analisado pelo método de correção de diferenças finitas de Boltzmann, e como resultado demonstraram que o incremento do número de Bingham resulta em um aumento na seção não-revestida na cavidade. Já aumento no número de Stuart aumenta a zona não controlada enquanto que a forma do escoamento se altera completamente, e o aumento do número de Reynolds provocou uma influência no campo magnético.

Raisi, (2016), investigou o resfriamento por convecção natural de uma fonte de calor colocada no fundo de uma cavidade preenchida com fluidos não newtonianos com o objetivo de encontrar os efeitos de parâmetros relevantes como Rayleigh, o índice de potência e o comprimento característico e a localização da fonte de calor no desempenho térmico da cavidade. Como resultado, descobriram que à medida que o número de Rayleigh aumenta, especialmente para valores próximos de $n < 1$, o desempenho térmico da cavidade aumenta. Também mostraram que, em função do valor do número de Rayleigh e do índice de potência, o comprimento e a posição da fonte de calor têm efeitos significativos no desempenho térmico da cavidade. Vinogradov et al. (2011), investigaram a convecção natural bidimensional contínua em cavidades com fluido não newtonianos, utilizando as equações de conservação de massa, momento e energia a partir da suposição de um fluido newtoniano de Boussinesq,

usando o método de volume finito para fluidos newtonianos e não newtonianos. Comparando os casos newtoniano e não newtoniano, com base na dependência do número médio de Nusselt no ângulo de inclinação, mostraram que, apesar da variação significativa na taxa de transferência de calor, tanto os fluidos newtonianos quanto os não newtonianos exibem um comportamento similar com a transição da estrutura de fluxo multicelular para um regime unicelular.

3 METODOLOGIA

Este capítulo descreve o método de Design Construtal e a modelagem do problema: domínio computacional, equações governantes, condições de contorno e método numérico.

3.1 PROBLEMA FÍSICO

O problema investigado foi a convecção mista no interior de uma cavidade com uma aleta retangular. O domínio do problema é esquematizado na Figura 6. Nesta mesma figura, H representa a altura da cavidade e L a sua largura, H_1 e L_1 são as alturas e largura da aleta, respectivamente. A cavidade é preenchida por um fluido, as paredes laterais e o fundo da cavidade são impermeáveis, não deslizantes e adiabáticos; as paredes da aleta são impermeáveis, não deslizantes e encontram-se à temperatura T_w . No topo da cavidade um fluido com velocidade U_∞ e temperatura T_∞ escoam tangencialmente. Um campo gravitacional igual a g atua na direção negativa de x_2 . Mesmo modelo de Lorenzini, 2016, considerou-se os casos em que o escoamento no interior da cavidade é laminar em regime permanente.

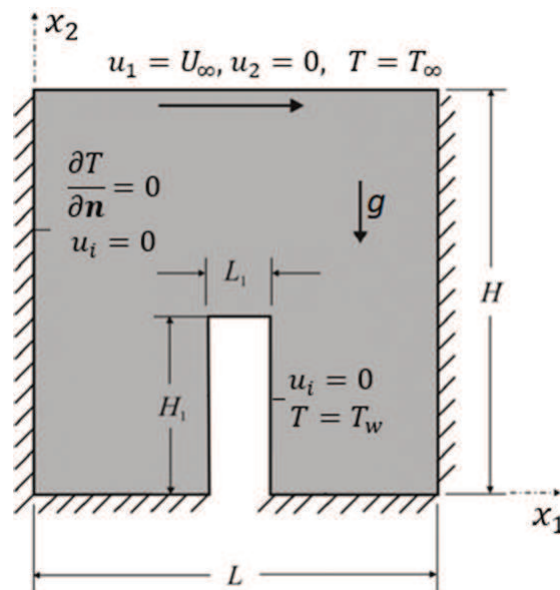


Figura 6 - Domínio do problema e condições de contorno, adaptado (Lorenzini et al. 2016).

3.2 MÉTODO DESIGN CONSTRUTAL

O método Design Construtal é utilizado na busca de configurações que facilitem o acesso das correntes que fluem através dos sistemas de escoamento. Identificar as correntes e

dar liberdade para que elas possam fluir mais facilmente, sujeitas às constantes locais ou globais, é a essência do Design Construtal. O método Design Construtal, aplicado aos objetivos deste trabalho, é apresentado através da Figura 7.

A partir do Princípio Construtal, considera-se que os sistemas possuem limitações físicas, portanto suas dimensões devem ser finitas. Sendo assim, considera-se que a fração de área ocupada pela aleta é uma restrição do problema. A função objetivo para o problema de otimização é o máximo número de Nusselt, o qual quantifica a taxa de transferência de calor a partir da aleta.

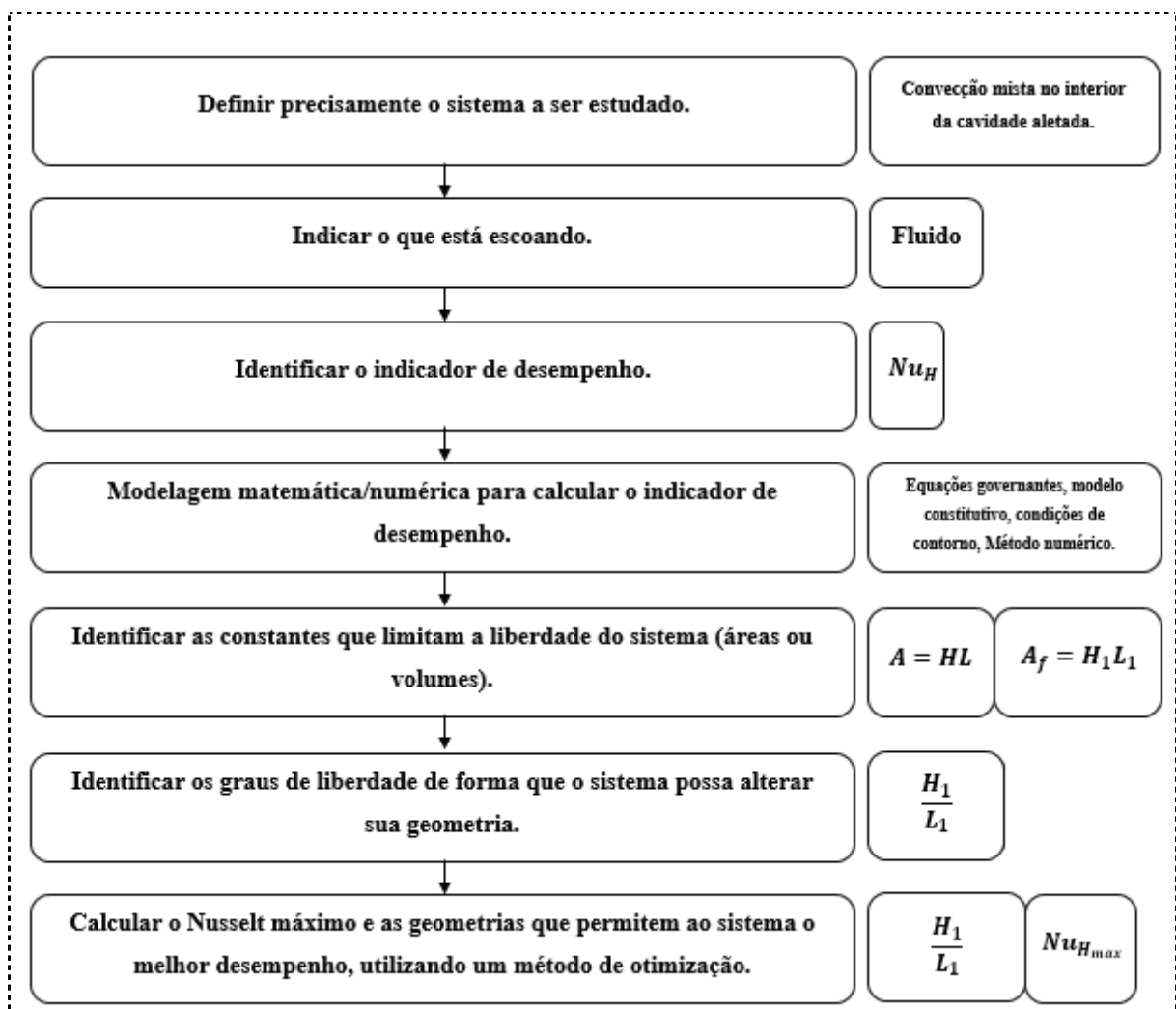


Figura 7 – Método do Design Construtal para o Presente trabalho.

Na Figura 7, a coluna à esquerda mostra os passos para a execução do método, e na coluna à direita são as definições para o presente trabalho. Com isso, pretende-se maximizar a taxa de transferência de calor a partir da aleta, a qual é contabilizada através do número de Nusselt, Nu_H , onde a variável de projeto é a razão de aspecto da aleta retangular, H_1/L_1 .

3.3 MODELO MATEMÁTICO

O modelo matemático para o referido problema consiste em equações de balanço de massa, quantidade de movimento e energia para um fluido newtoniano generalizado com propriedades constantes (GNL) (Bird et al. 1987), em sua forma adimensional:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (8)$$

$$\rho u_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial p}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + \rho g_i \beta (T - T_\infty) = 0 \quad (9)$$

$$u_i \frac{\partial T}{\partial x_i} - \frac{1}{\alpha} \frac{\partial^2 T}{\partial x_i \partial x_i} = 0 \quad (10)$$

onde u_i são as componentes do vetor velocidade, p é o campo de pressão, x_i são as componentes do vetor posição, τ_{ij} são os componentes do tensor extra de tensão, ρ é a massa específica, g_i são os componentes do vetor gravidade, β é o coeficiente de expansão térmica, α é a difusividade térmica.

Par um fluido newtoniano generalizado, o tensor extra de tensão é definido por:

$$\tau_{ij} = \eta D_{ij} \quad (11)$$

onde η é a função viscosidade e D_{ij} é o tensor taxa de deformação.

O modelo de Carreau (Chhabra e Richardson, 2008) é utilizado para modelar a viscosidade de fluidos pseudoplásticos. Este modelo é dado:

$$\eta(\dot{\gamma}) = \eta_\infty + (\eta_0 - \eta_\infty)(1 + (\lambda\dot{\gamma})^\alpha)^{\frac{n-1}{\alpha}} \quad (12)$$

Os parâmetros adimensionais, que representam este problema são: os números de Re_H , Pr , Ra_H , o Re_r , o índice de potência de Carreau, n , e a razão de viscosidades, (η^*) . Conforme equação abaixo:

$$Re_H = \frac{\rho U_\infty H}{\eta_0}; Pr = \frac{\eta_0}{\rho \alpha}; Ra_H = \frac{g \beta \rho (T_w - T_\infty) H^3}{\eta_0 \alpha}; Re_r = \frac{H^2 \rho}{\lambda \eta_0}; n; \eta^* = \frac{\eta_\infty}{\eta_0} \quad (13)$$

onde β é coeficiente térmico de expansão, ρ é a massa específica, U_∞ é a velocidade de corrente livre do fluido, η_0 é a viscosidade à taxa de cisalhamento zero, η_∞ é a viscosidade à taxa de cisalhamento infinito, α é a difusividade térmica, g é a aceleração gravitacional, T_W é a temperatura da parede da aleta, T_∞ é a temperatura do fluido, H é a altura da cavidade, λ é o tempo característico, n é o índice de potência, $e\eta^*$ é a razão de viscosidades.

A altura da cavidade é utilizada como o comprimento característico em todas as adimensionalizações. Assim, o número de Nusselt, o qual representa a taxa de transferência de calor adimensional a partir da aleta, é calculado como:

$$Nu_H = \frac{qH}{(2H_1 + L_1)k(T_W - T_\infty)} \quad (14)$$

onde q é a taxa de transferência calor, H_1 é a altura da aleta, L_1 é o comprimento característico da aleta, k é a condutividade térmica, T_W é a temperatura da parede da aleta, e T_∞ é a temperatura do fluido.

A maximização do Número de Nusselt é a função objetivo neste trabalho.

3.3.1 Faixas de valores

Neste trabalho foram empregados os números adimensionais: Reynolds, (Re), Prandtl, (Pr), Rayleigh, (Ra), a razão entre o número de Reynolds e o Reynolds reológico, (ψ), a razão entre a viscosidade a taxa de cisalhamento zero pela taxa de cisalhamento infinito, (η^*), a fração da área da aleta, (ϕ), o índice de potência, (n), e a constante de tempo, (λ).

O número de Reynolds permite avaliar se o escoamento está em regime laminar ou em regime turbulento. No entanto, os valores de Reynolds do presente trabalho de 10 e 1000, nas primeiras simulações, combinados com valores elevados de Rayleigh, também elevados, fez o escoamento sair do comportamento laminar para um regime turbulento, e com isso resolvi-se variar Reynolds em 10 e 500, para continuar com a análise sobre o número de Rayleigh. O número de Rayleigh está associado a troca de calor por convecção, com valores baixos indicando que a troca de calor está ocorrendo principalmente por condução e valores elevados indicando a troca de calor por convecção. Desta forma, neste trabalho os valores para Rayleigh foram de 1000 e 10000.

O número de Prandtl é a razão entre a viscosidade cinemática pela difusividade térmica, e números pequenos indicam que o calor se difunde facilmente comparado com a quantidade de movimento e por isso neste trabalho os valores utilizados são de 1 e 50. Para entender a razão entre o número de Reynolds e o Reynolds reológico, (ψ), utilizou-se valores de 1, 5 e 100, onde pode-se analisar o efeito da velocidade do escoamento sobre a transferência de calor, uma vez que a velocidade é diretamente proporcional à razão apresentada.

Para entender a razão entre a viscosidade à taxa de cisalhamento zero pela taxa de cisalhamento infinito, (η^*), trabalhou-se com valores de 10^{-4} , 10^{-3} , 10^{-2} e 10^{-1} , e com isso é possível avaliar os efeitos da transição da viscosidade para o fluido não newtoniano.

A fração da área da aleta, (ϕ), foi mantida constante em 5% da área total da cavidade, tornando possível variar a altura e comprimento da aleta apenas cumprindo este critério de área, uma vez que esse critério garante a otimização por não permitir aumentar a área de superfície para a transferência de calor. O índice de potência, (n), foi analisado para os valores iguais a 0,4; 0,6; e 0,8. Já o tempo característico, (λ), que é inversamente proporcional a taxa de cisalhamento, ($\dot{\gamma}$), ficou com valor constante igual a 1.

3.4 MÉTODO NUMÉRICO, MALHA E CONDIÇÕES DE CONTORNO

Para resolver o sistema de equações diferenciais que modela o referido problema, utilizou-se o programa ANSYS/FLUENT v. 18.2. (ANSYS, 2018). Este é um código comercial de dinâmica dos fluidos computacional, o qual resolve as equações diferenciais dos problemas utilizando o método dos volumes finitos, (Patankar, 1980).

As condições de contorno implementadas na geometria mostrada na Figura 6 foram: velocidade tangencial igual a U_∞ e temperatura de corrente livre igual a T_∞ na fronteira superior da cavidade; paredes laterais e ao fundo adiabáticas, impermeáveis e não deslizantes; paredes da aleta impermeáveis, não deslizantes e com temperatura prescrita igual a T_w .

Foram construídas malhas com elementos quadriculados. Utilizando um caso padrão $Pr=0,71$, $Re = 1000$, $Ra = 10^6$. Utilizando o método proposto por Celiket al. (2008), foi calculado o GCI de três malhas com 'N' volumes, conforme Tab. 1.

Para diferentes números de células sobre a cavidade, calculou-se o índice de convergência para o fluxo de calor em cada simulação. Encontraram-se valores iguais ou inferiores a 0,001399422 para qualquer refinamento subsequente. Adotaram-se 38126 células sobre a superfície da cavidade para garantir rapidez na execução da simulação e com boa precisão

assegurada pelo cálculo de GCI. Conforme Tab. 1, pode-se comparar os valores do fluxo de calor médio, obtido via software, versus razão de aspecto (H_1/L_1).

Tabela 1. Índice de convergência de malha. $Re = 10^3$, $Pr = 0,71$, $Ra = 10^6$.

N	q_w	GCI
61615	7,57950	
38117	7,58867	0,001399422
29202	7,58991	

Considerando o impacto no resultado no valor de fluxo de calor no modelo de verificação, percebe-se que a solução não alteraria mais de 1% refinando a malha em um fator de 48,64%, o valor de GCI de 0,001399422, (0,13%), foi considerada um ótimo resultado em relação aos resultados obtidos por Lorenzini, (2016). Em correspondência com o valor da razão de aspecto, $H_1/L_1 = 1$, isto é, a cavidade quadrada com a aleta retangular inserida, na Figura 8 um zoom próximo da região da aleta, para a malha resultante próxima a região da aleta.

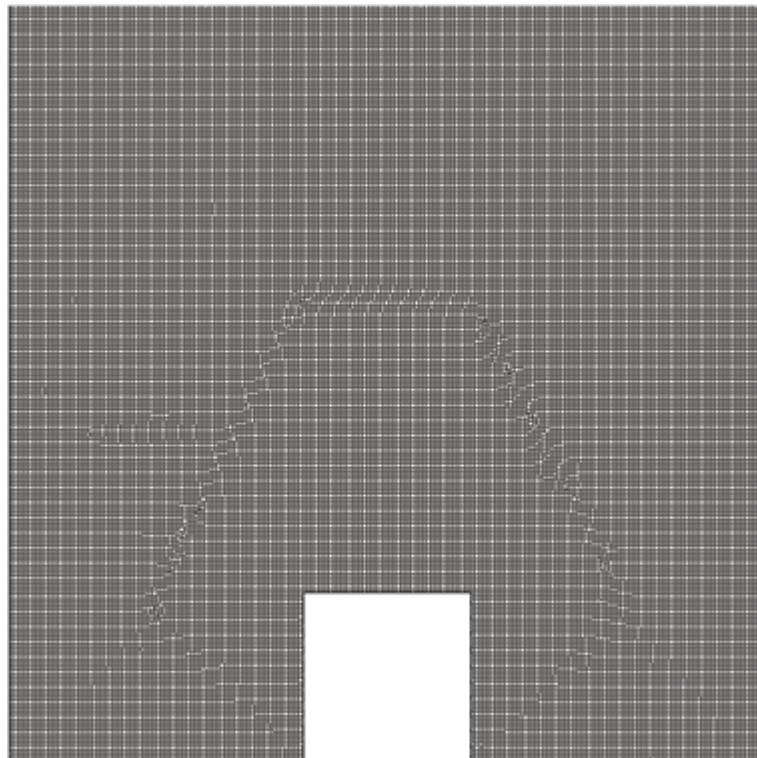


Figura 8. Malha numérica $r_1 = 0,1$, detalhe para $L = 1$.

A verificação da implementação foi realizada a partir do trabalho de Lorenzini et al. (2016), onde aplicaram-se os parâmetros adimensionais e as propriedades termofísicas para um fluido não newtoniano baseado no modelo de Carreau. Na Figura 9a e 9b, observa-se os valores de Lorenzini et al. (2016), versus os resultados do presente trabalho para verificação do modelo.

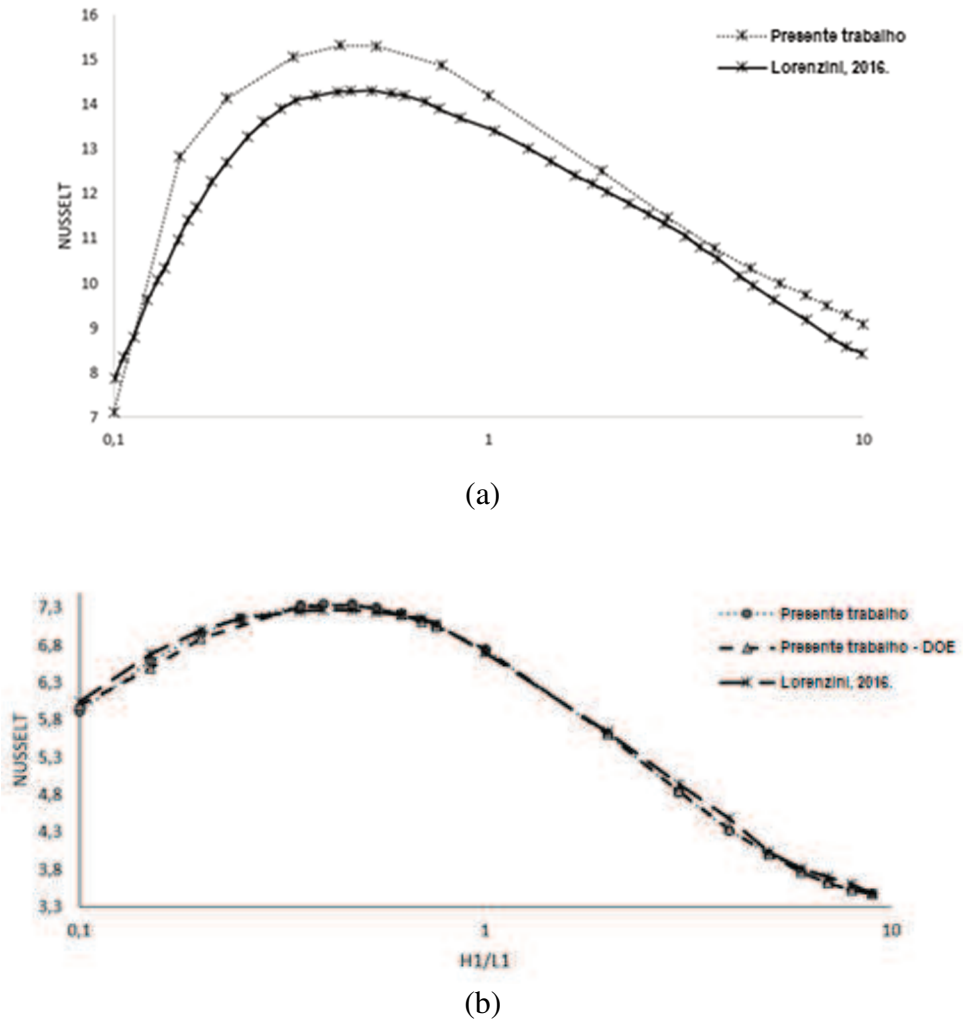


Figura 9. Comparação entre resultados de Lorenzini et al.(2016), para (a) $Re = 10^3$, $Ra = 10^3$, (B) $Re = 500$, e $Ra = 10^3$, presente trabalho.

Na Figura 9b, pode-se verificar três curvas referentes aos resultados das simulações, onde para o presente trabalho utilizou-se a Tabela de Parâmetros do software, e a ferramenta “Design de Experimentos”, (DOE). Já os resultados de Lorenzini et al. (2016), foram obtidos dos gráficos em seu artigo publicado, a partir do software Automeris, software que identifica as coordenadas dos pontos a partir de uma figura. A utilização das duas ferramentas, Tabela de Parâmetros e Design de Experimentos, (DOE), fez-se em função de que na primeira ferramenta

os valores da razão de aspecto são atribuídos pelo usuário do programa, já na segunda ferramenta, (DOE), são escolhidos pelo próprio software em função de um algoritmo de otimização. Com isso, os resultados, Figura 9b, mostram que a verificação foi bem sucedida em função do baixo erro relativo entre os pontos, abaixo de 3,5% no pior caso.

Sobre a aquisição dos pontos a partir das figuras do artigo de Lorenzini et al. (2016), deve-se ter em consideração que na captura dos valores, via software Automeris, existe um erro associado ao número de pontos por pixel. O modelo foi construído a partir das condições limite impostas, definidas como: temperatura do fluido, (T_{∞}), na aresta superior da cavidade aberta, simetria dos limites laterais das paredes da cavidade com $T = 0$, sem deslizamento, e temperatura, (T_w), na superfície da aleta. Além disso, foram utilizados 40 mil volumes, e neste trabalho utilizou uma malha com número de volumes igual a 38117, onde as células são quadrilaterais com dimensões máxima de $5 \times 10^{-3}m$ e mínima de $2,0645 \times 10^{-4}m$, sobre a superfície da cavidade com face de $0,95m^2$.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

O escoamento no interior de uma cavidade aletada com convecção mista é dirigido tanto pelo movimento imposto no topo da cavidade quanto pela convecção natural resultante da diferença de temperatura entre o fluido frio e o fluido que é aquecido ao entrar em contato com a aleta. A razão de aspecto ótima para uma aleta inserida em um fluido newtoniano é dada pelo balanço entre a convecção forçada e a convecção livre. Quanto mais achatada a aleta, i.e., quanto menor a sua razão de aspecto, mais importante é o processo de convecção forçada, pois todo o movimento do escoamento é consequência da velocidade no topo. Então espera-se que razões de aspecto favoreçam a convecção forçada. No caso de aletas mais compridas na direção do topo, as paredes verticais da aleta aquecida causam o movimento de convecção natural. Assim, quanto maior a razão de aspecto, mais calor é transferido por meio deste processo. A razão de aspecto ótima é, então, uma consequência deste balanço entre a quantidade de movimento imposta pelo topo e a gerada pelo processo de convecção livre. As Figuras 10 e 11 ilustram os campos de temperatura e de velocidade, respectivamente, para um caso típico no qual ocorrem simultaneamente os processos de convecção forçada e livre para a aleta inserida na cavidade, e correspondem ao escoamento newtoniano com parâmetros $Re = 1000$, $Pr = 0,70$, $Ra = 10^6$, $H_1/L_1 = 1$.

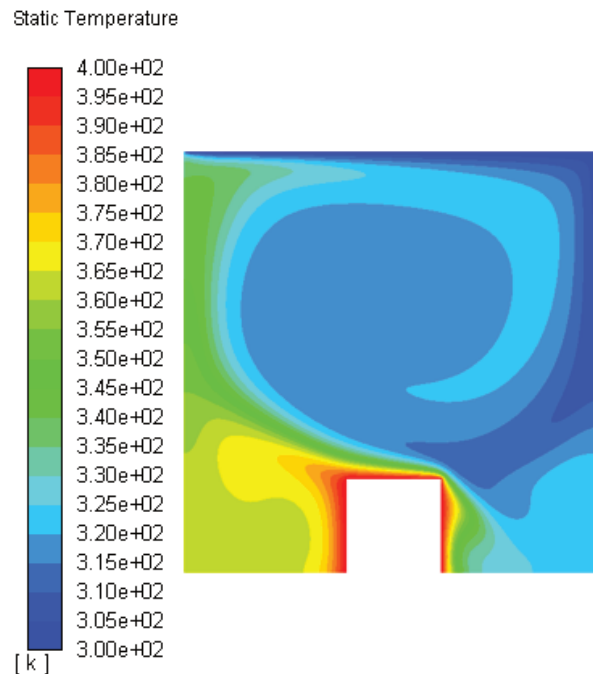


Figura 10. Campo de Temperatura, Fluido Newtoniano, $Re = 1000$, $Pr = 0,70$, $Ra = 10^6$, $H_1/L_1 = 1$

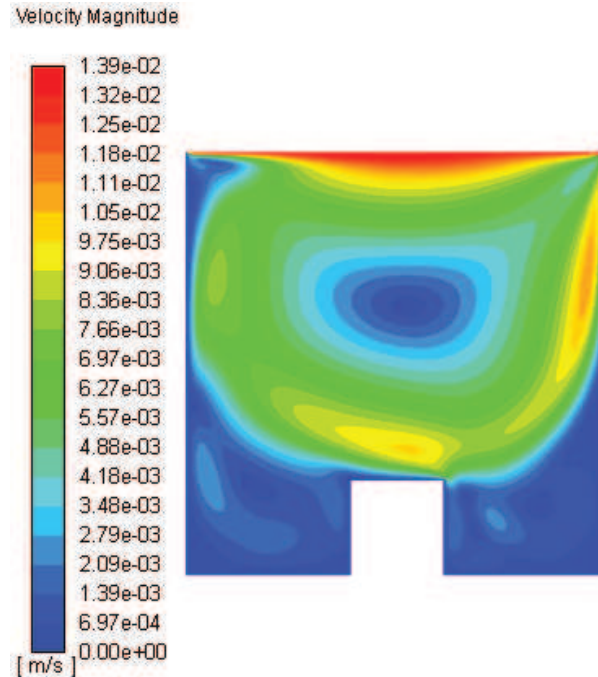


Figura 11. Campo de Velocidade, Fluido Newtoniano, $Re = 1000$, $Pr = 0,70$, $Ra = 10^6$, $H_1/L_1 = 1$

No caso de fluidos não newtonianos pseudoplásticos, os quais experimentam a redução da viscosidade com o aumento das taxas de cisalhamento, há ainda um efeito que se sobrepõe ao supracitado. A redução da viscosidade experimentada pelo fluido favorece o aumento da transferência de calor. A camada limite de quantidade de movimento torna-se mais fina, proporcionando maiores gradientes de velocidade junto à parede e aumentando o processo de advecção de calor. Para uma área transversal fixa de aleta, quanto maior seu perímetro molhado, maior é a região exposta ao cisalhamento, o que favorece a redução da viscosidade e consequentemente a transferência de calor. Os maiores perímetros molhados acontecem nos casos de menores e maiores razões de aspecto, que são os casos de aleta mais achatada ou mais alongada. No entanto, estes casos são os que não favorecem o balanço entre os processos de convecção forçada e livre. Além disso, quanto maior a velocidade do fluido que escoar próximo e tangencialmente à parede, maior o cisalhamento e maior a redução de viscosidade.

Assim, pode-se inferir que as razões de aspecto ótimas obtidas para fluidos pseudoplásticos estão relacionadas a diferentes fenômenos não lineares, os quais interferem um no outro e se inter-relacionam.

A Figura 12 mostra o campo de viscosidade para um caso correspondente ao escoamento de um fluido pseudoplástico modelado pela equação de Carreau, com parâmetros $Re = 500$, $Ra =$

10^6 , $\psi = 50$, $Pr = 50$, $\eta^* = 10^{-4}$, $n = 0,4$, $H_1/L_{1\acute{o}timo} = 0,2724$. Percebe-se as variações de viscosidade nas regiões de cisalhamento mais intenso, junto às paredes.

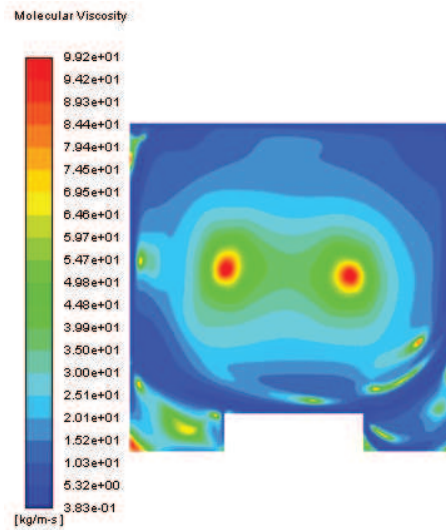


Figura 12. Campo de Viscosidade, $Re = 500$, $Ra = 10^6$, $\psi = 50$, $Pr = 50$, $\eta^* = 10^{-4}$, $n = 0,4$, $H_1/L_{1\acute{o}timo} = 0,2724$.

Neste capítulo, são investigados os efeitos dos parâmetros reológicos ψ, η^* e n no Design Construtal da aleta inserida na cavidade. Primeiramente, apresenta-se a verificação do modelo numérico e uma análise de sensibilidade aos parâmetros que têm efeito no modelo.

4.1 MODELO DE VERIFICAÇÃO

A verificação do modelo numérico foi realizada através da comparação de resultados para o escoamento e transferência de calor a partir de uma aleta inserida em uma cavidade com fluido newtoniano, conforme o trabalho de Lorenzini et al. (2016).

Utilizando os parâmetros $Pr = 0,71$, $Ra = 10^3$ e $Re = 500$, e variando a razão de aspecto da aleta, H_1/L_1 , entre 0,1 e 9, obteve-se uma boa concordância entre os resultados utilizando o modelo numérico implementado no presente trabalho e os resultados de Lorenzini et al. (2016).

A Figura 13 mostra um gráfico no qual são comparados os resultados para o número de Nusselt, e na Figura 14 mostra um gráfico do erro relativo em função de H_1/L_1 . Observa-se que o erro relativo máximo entre os trabalhos foi de 2,43%, para o caso $H_1/L_1 = 8$.

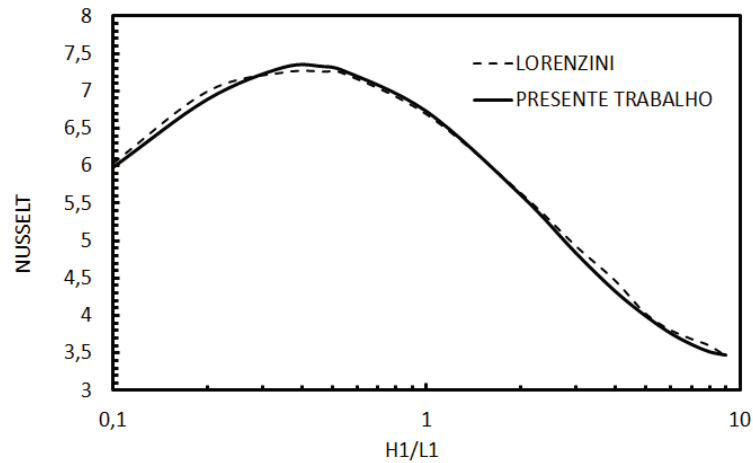


Figura 13. Comparação dos resultados de Lorenzini e o presente trabalho.

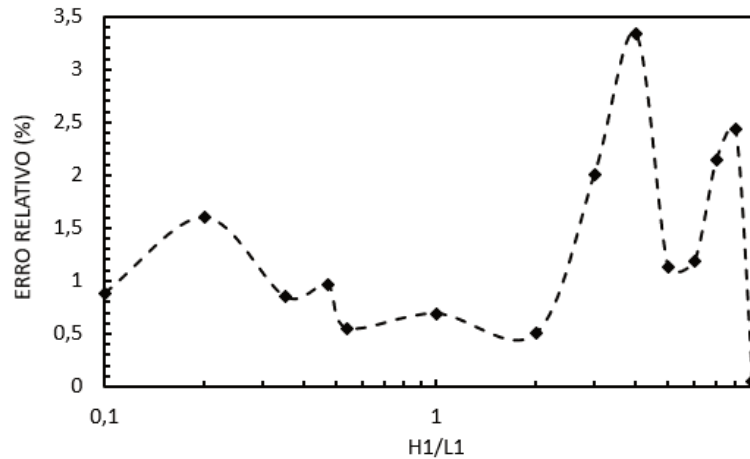


Figura 14. Erro relativo entre o trabalho de Lorenzini e o presente trabalho.

4.2 FLUIDO NÃO NEWTONIANOS COM CONVECÇÃO MISTA – ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Neste item, investigou-se o efeito dos parâmetros adimensionais que influenciam o escoamento e transferência de calor entre a aleta e o fluido, para o caso em estudo. Os parâmetros em questão são: Re_H , Pr , Ra_H , Re_r , n e η^* , definidas na Eq. (13).

A fim de avaliar o efeito do número de Reynolds reológico, Re_r , foi criado um novo parâmetro, ψ , que mede a relação entre o número de Reynolds do escoamento e o número de Reynolds reológico:

$$\psi = \frac{Re_H}{Re_r} = \frac{\lambda U}{H} \quad (15)$$

Assim, ψ mede o quanto a taxa de deformação característica do escoamento é maior que a taxa de deformação característica do fluido. Desta forma, quanto maior o ψ , mais a taxa de deformação característica se encontra à direita na curva de escoamento de um fluido de Carreau, conforme a figura 15.

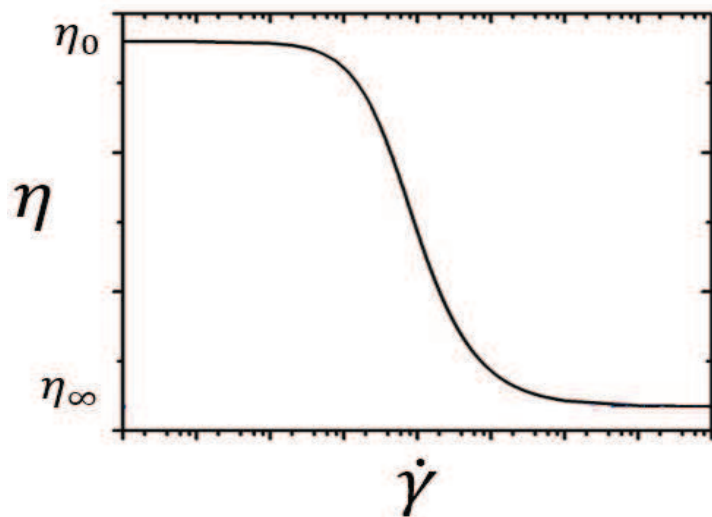


Figura 15. Viscosidade em função da taxa de tensão de cisalhamento.

Para esta análise, foram realizadas simulações com combinações de parâmetros $Re = 10, 500$ e 1000 , $Pr = 1,0$ e 50 , $n = 0,4, 06$ e 08 , $H1/L1 = 0,1$ a 1 , $Ra = 10^3$ e 10^6 , $\eta^* = 0,1$ e 10^{-4} , e $\psi = 1,5$ e 100 . Os casos simulados são descritos na Tab.2. Os resultados podem ser observados na Figura 16.

Tabela 2. Parâmetros adimensionais utilizados neste trabalho.

Re	Ra	ψ	η^*	Pr
1000	1000000	100	0,0001	50
10	1000	5	0,0001	50
10	1000	1	0,0001	50
1000	1000000	5	0,1	1
1000	1000000	1	0,1	1
1000	1000000	1	0,1	50
1000	1000	1	0,1	50
1000	1000	100	0,1	1
10	1000	100	0,0001	50
1000	1000000	5	0,0001	50

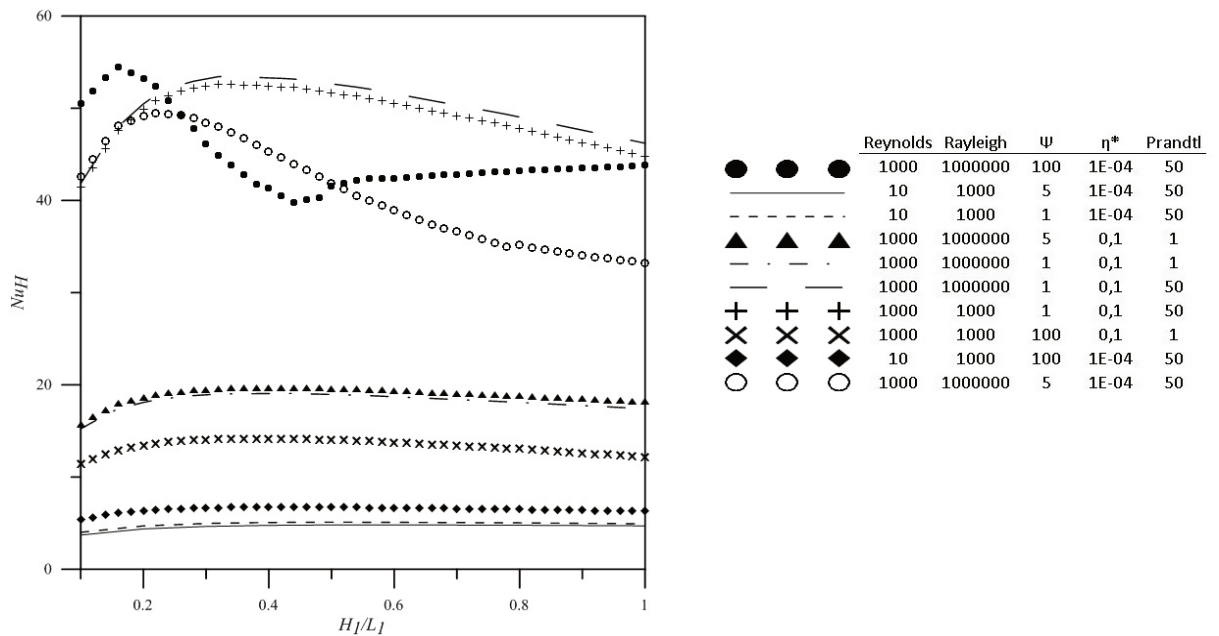


Figura 16. Análise de sensibilidade, avaliando os parâmetros $Re = 10$ e 1000 , $Pr = 1,0$ e 50 , $n = 0,4$, $H_1/L_1 = 0,1$ a 5 , $Ra = 10^3$ e 10^6 , $\eta^* = 0,1$ e 10^{-4} , e $\psi = 1$ e 100 .

Observando a Figura 16, pode-se concluir que a variação da razão de aspecto da aleta tem um impacto significativo no aumento do número de Nusselt principalmente nos casos nos quais os números de Reynolds e de Rayleigh são suficientemente altos. Este fenômeno já havia sido detectado por Lorenzini et al. (2016) para fluidos newtonianos.

Assim, a análise do efeito dos parâmetros reológicos no Design Construtal da aleta inserida na cavidade foi realizada utilizando número de Reynolds igual a 500 e número de Rayleigh igual a 10^6 , uma vez que valores elevados de Rayleigh combinados com Reynolds acima de 500 não convergem para valores diferentes dos parâmetros da Tab. 2, mas é possível explorar as variações de Rayleigh quando mantido o valor de Reynolds igual a 500.

4.3 EFEITO DA RAZÃO DE REYNOLDS, ψ

A fim de avaliar o efeito da razão entre o Reynolds e o número de Reynolds reológico, foram realizados testes variando a razão de aspecto da aleta para diferentes valores de ψ , variando entre 1 e 100. A Figura 17 mostra o efeito da variação da razão de aspecto no número de Nusselt para diferentes valores de ψ . Foram mantidos constantes o número de Reynolds igual a 500, η^* igual a 10^{-4} , n igual a 0,4, número de Rayleigh igual a 10^6 , e Prandtl igual a 50.

Observa-se que quanto maior o ψ , isto é, quanto maior é o número de Reynolds com relação ao número de Reynolds reológico, maior é a transferência de calor, representada pelo número de Nusselt. Isto ocorre pois, quanto maiores as taxas de cisalhamento que ocorrem no escoamento, menores os valores de viscosidade atingidos pelo fluido pseudoplástico. Assim, as regiões de cisalhamento, nas quais o fluido afina, são responsáveis pela maior troca térmica entre a aleta e o fluido.

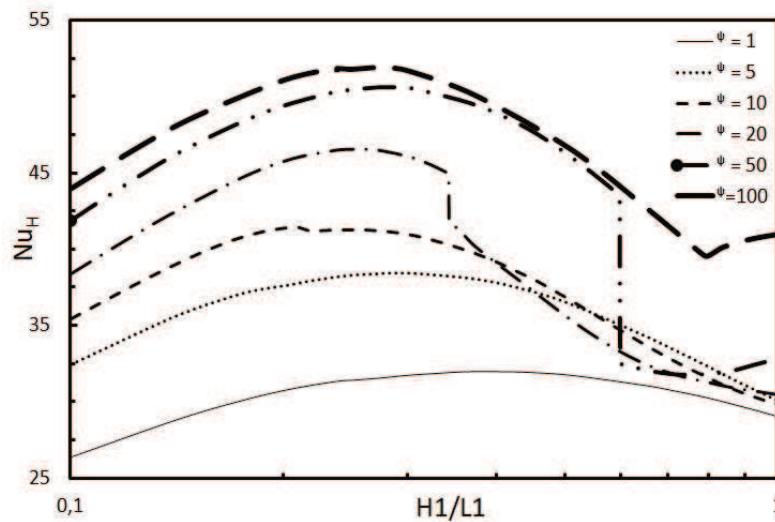


Figura 17. Resultados obtidos para Fluidos não newtonianos com $Re = 500$, $Pr = 50$, $n = 0,4$, $H_1/L_1 = 0,1$ a 1 , $Ra = 10^6$ e $\eta^* = 10^{-4}$, e convecção mista.

A Figura 17 mostra como o número de Nusselt máximo e como a razão de aspecto ótima variam com a razão de Reynolds, ψ . Percebe-se como já foi comentado, que o número de Nusselt máximo aumenta conforme aumenta ψ , mas este efeito tem um limite, formando uma curva em forma de S como muitas vezes previsto pela Teoria Construtal (Bejan, 2016). Este limite está relacionado à viscosidade limite à altas taxas de deformação, o η_∞ da Figura 15. Há um limite inferior de viscosidade que, quando alcançado, não há mais redução da viscosidade mesmo que se aumente $\sigma\psi$.

Com respeito ao H_1/L_1 ótimo, percebe-se que seu valor cai para $\psi = 10$, e depois passa a aumentar, também de forma assintótica ao valor de 0,28. Os menores valores de H_1/L_1 correspondem à aleta mais achatada, o que proporciona maiores taxas de cisalhamento. Para valores baixos de ψ , as maiores taxas de cisalhamento proporcionam o efeito de queda da viscosidade e aumento da troca térmica. Já para os valores mais altos de ψ , já se está na região assintótica da viscosidade, então não é necessária uma área grande para causar o efeito de pseudoplasticidade. Nestes casos, os valores de razão de aspecto ótimos ficam similares aos de fluidos newtonianos (Lorenzini et al. 2016), detalhe para $\psi = 1$, onde verifica-se o menor Nusselt.

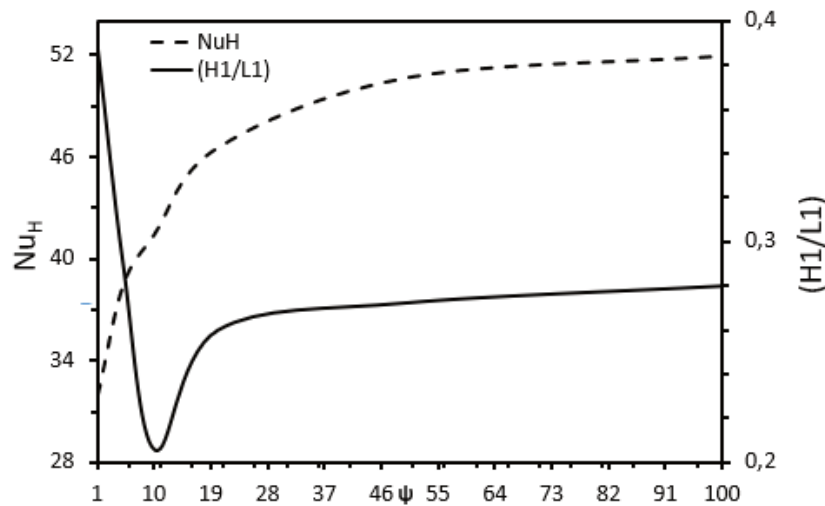


Figura 18. Geometrias ótimas versus a razão entre Reynolds e Reynolds reológico, ψ .

No Anexo A, pode-se comparar os campos de temperatura para o caso $\psi = 50$, $\eta^* = 10^{-4}$, $n = 0,4$, $Re = 500$, $Ra = 106$, $Pr = 50$, a) $H_1/L_1 = 0,1$; b) $H_1/L_{1\text{ótimo}} = 0,2724$; c) $H_1/L_1 = 0,6$, verifica-se uma região central onde a temperatura é mais homogênea, e percebe-se que a variação mais intensa ocorre nas proximidades das paredes, onde as linhas de corrente são mais intensas, conforme o Anexo B. Nessa região de alta velocidade pode-se relacionar que à viscosidade limite está sob altas taxas de deformação, conforme o Anexo C.

4.4 EFEITO DA RAZÃO DE VISCOSIDADES, η^*

A fim de avaliar o efeito da razão entre as viscosidades à taxa de cisalhamento infinito e à taxa de cisalhamento zero, dada por η^* , foram realizados testes variando a razão de aspecto da aleta para diferentes valores de η^* , entre 0,1 e $1 \cdot 10^{-4}$. A Figura 19 mostra o efeito da variação

da razão de aspecto no número de Nusselt para diferentes valores de η^* . Foram mantidos constantes o número de Reynolds igual a 500, ψ igual a 100, n igual a 0,4, número de Rayleigh igual a 10^6 , e Prandtl igual a 50.

Observa-se que quanto menor a razão de viscosidades, i.e., quanto menor a viscosidade a taxa de cisalhamento infinita com relação à viscosidade à taxa de cisalhamento zero, maior o valor obtido para o número de Nusselt, Nu_H , independente da razão de aspecto da aleta. Isto se deve ao fato de que os fluidos com menor η^* serem aqueles que mais diminuem sua viscosidade ao serem cisalhados, pois há uma queda maior de viscosidade na curva, conforme figura 15.

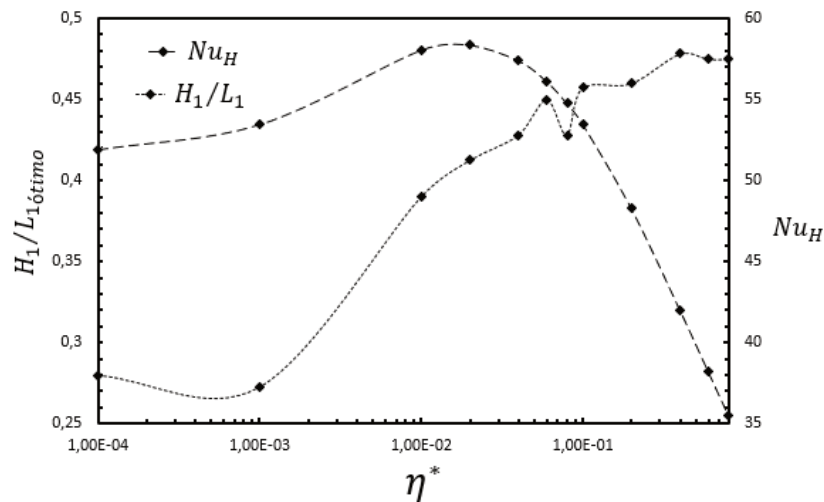


Figura 19. Razão de aspecto ótima e Nusselt máximo em relação diversos valores de η^* , $\psi = 100$, $n = 0,4$, $Re = 500$, $Ra = 10^6$, e $Pr = 50$.

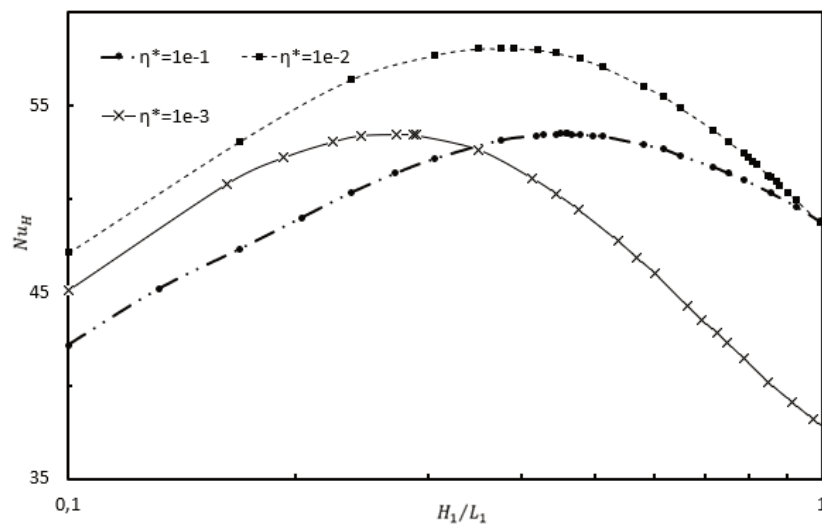


Figura 20. Nusselt em função da razão de aspecto para $\psi = 100$, $n = 0,4$, $Re = 500$, $Ra = 10^6$, $Pr = 50$, e três valores de η^* .

No Anexo D, verificam-se os campos de temperatura para $\eta^* = 10^{-2}$, $\psi = 100$, $n = 0,4$, $Re = 500$, $Ra = 10^6$, $Pr = 50$; a) $H_1/L_1 = 0,1$; b) $H_1/L_{1\acute{o}timo} = 0,39$; c) $H_1/L_1 = 1$. A estratificação da temperatura não ocorre de forma homogênea, e identificam-se regiões de contorno bem definidas que mostram as regiões de maior e menor temperatura. Estas regiões se repetem nos três casos ótimos para a razão de aspecto, onde também se verifica valores mais elevados de velocidade, (Anexo E), que produzem um efeito de homogeneização da viscosidade, (Anexo F).

4.5 EFEITO DO ÍNDICE DE ESCOAMENTO, n

A Figura 21 ilustra o efeito do índice de escoamento, n , no Design Construtal da aleta inserida na cavidade. Foram mantidos fixos os parâmetros Reynolds igual a 500, η^* igual a 10^{-4} , $Ra = 10^6$, e $Pr = 50$. Pode-se observar que os fluidos mais pseudoplásticos, isto é, com menores valores de n , resultam nas maiores taxas de transferência de calor, representadas pelo número de Nusselt. Isto se deve novamente ao afinamento do fluido conforme ele é submetido ao cisalhamento. Outro efeito importante é que o fluido mais pseudoplástico tem o valor de razão de aspecto ótima menor, o que é causado pela maior taxa de cisalhamento que ocorre nas formas de aletas mais achatadas. No caso do fluido de menor n , a pseudoplasticidade suplanta os efeitos concorrentes de convecção forçada e natural, contabilizadas pelos números de Rayleigh e Reynolds, respectivamente (Lorenzini et al. 2016). A Figura 22 ilustra o valor máximo de Nusselt e a razão de aspecto ótima obtidos em função do n . Observa-se uma inversão de comportamento em $n=0,6$, que resulta no maior número de Nusselt. Conforme n se aproxima de 1, tem-se o comportamento mais semelhante ao de fluido newtoniano, por isso são obtidos os menores valores de Nusselt, e a razão de aspecto semelhante às ótimas encontradas para fluidos newtonianos nestas faixas (Lorenzini et al. 2016).

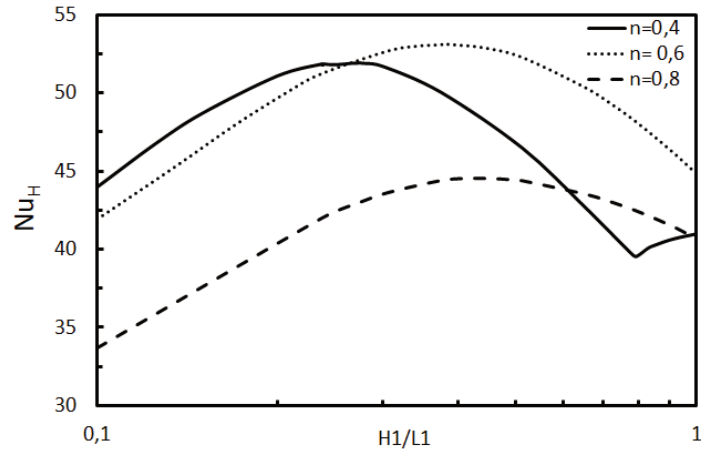


Figura 21. Variação de Nu para diferentes razões de aspectos para fluidos não newtonianos com $Re = 500$, $Pr = 50$, $H_1/L_1 = 0,1$ a 1 , $Ra = 10^6$, $\eta^* = 10^{-4}$ e $\psi = 100$, e convecção mista.

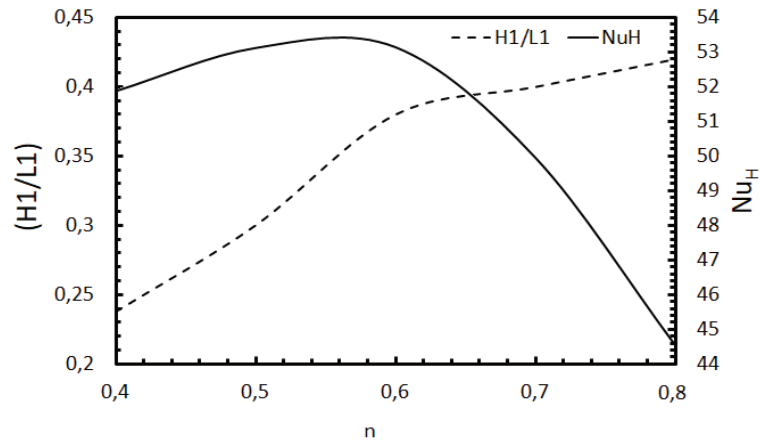


Figura 22. Nusselt máximo e Razão de aspecto ótima em função do índice de potência de Carreau, n .

Os campos de temperatura, Anexo G, mostram um comportamento semelhante na forma como a temperatura está distribuída, mas a temperatura média no centro da cavidade aumenta a temperatura conforme a razão de aspecto é menor. Os campos de velocidade, Anexo H, revelam que a temperatura está mais intensa nos campos de menor velocidade, onde a viscosidade é menos intensa, Anexo I.

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho analisaram-se os efeitos da razão de aspecto de uma aleta retangular e dos parâmetros reológicos de fluidos pseudoplásticos na transferência de calor, entre a aleta e o fluido no interior de uma cavidade quadrada, separados em três casos, ψ , η^* , n . Com isso, foi possível analisar a variação do número de Nusselt em função da variação da razão de aspecto da aleta para cada conjunto de parâmetros, mas com foco nos três casos determinados, e assim entender o impacto de cada conjunto de parâmetros para a transferência de calor.

Usando o a Teoria do Design Construtal, através do Método do Design Construtal representado na Figura 7, foram obtidas as geometrias que aumentam o número de Nusselt médio para diferentes combinações de tamanho e razão de aspecto de aleta, para diferentes fluidos/reologias, além das configurações de máxima transferência de calor. Investigaram-se os efeitos da variação dos parâmetros reológicos η^* , n e ψ no número de Nusselt e nas razões de aspecto ótimas de aletas inseridas em cavidades sujeitas à convecção mista. Estes parâmetros afetam o escoamento, o que resulta nos efeitos detectados destas funções sobre o número de Nusselt e sobre as configurações ótimas obtidas.

Quando valores de $\psi \geq 10$, a geometria ótima para cada conjunto de parâmetro associados, se concentra numa faixa de $0,2 < H_1/L_1 < 0,32$, o que revelou-se que quanto maior ψ , maior é a eficiência para a transferência de calor, que indica que, quanto maior a velocidade do escoamento, maior será a eficiência neste caso. Para este mesmo caso, verifica-se que os campos de temperatura são melhor estratificados nas regiões laterais da aleta, e na região central a temperatura é basicamente uniforme, quando se compara com os campos de temperatura para um fluido newtoniano, Figura 10. A partir dos resultados, conclui-se que ψ interfere diretamente na velocidade do escoamento, o que causa uma variação na viscosidade aparente. A viscosidade tem influência na difusividade térmica, o que por sua vez causa uma mudança na condutividade térmica, uma vez que a condutividade térmica é diretamente

proporcional à difusividade. No entanto, a viscosidade aparente, taxa de cisalhamento zero mudando para taxa de cisalhamento infinita, também sofre, de acordo com o Modelo de Carreau, com variações no índice de potência n , influenciando na mudança da condutividade térmica.

No caso em que se variou η^* , houve uma região de destaque entre $10^{-3} < \eta^* < 10^{-1}$, uma vez que para essa região encontra-se o valor ótimo, em $\eta^* = 10^{-2}$, e ao mesmo tempo percebe-se a tendência do valor ótimo para $H_1/L_1 = 0,4$. Neste caso, ainda se verifica que para $\eta^* = 10^{-2}$, a eficiência é elevada para todas as razões de aspecto, o que se mostra um parâmetro importante para a otimização na transferência de calor, pois quando houver restrição nas dimensões da aleta este parâmetro pode ser explorado.

Para n , de valores $n > 0,4$ tornam a distribuição dos pontos é suave, alongando a curva e mantendo os valores de Nusselt com $Nu > 40$ para todo o intervalo. Verifica-se que o valor ótimo está localizado para o intervalo $0,4 < n < 0,6$, quando se comparam todos os máximos valores de Nusselt para valores diferentes de n . Este efeito pode ser justificado pelo efeito sobre a razão de aspecto, uma vez que valores elevados de n resultam em valores ótimos de NU para valores elevados de H_1/L_1 , então a eficiência diminui em função da geometria não estar otimizada.

Cada parâmetro analisado, ψ , η^* e n , apresentam um impacto sobre a difusividade térmica e na troca de calor por convecção, onde a variação desses parâmetros têm um impacto sobre a condutividade térmica do fluido, que por sua vez tem impacto sobre o valor de Nusselt médio.

Os resultados mostraram que a geometria da cavidade retangular tem um efeito significativo sobre o número de Nusselt, independentemente dos parâmetros adimensionais, isto é, ajustada as dimensões da cavidade, ocorre uma melhora no desempenho do sistema na remoção de calor sobre a aleta aquecida, como também é percebido no trabalho de Lorenzini, (2016). Em relação a reologia do fluido, o ajuste correto dos parâmetros mostra um aumento superior a 45,721 %, em relação ao maior Nusselt obtido versus o menor valor. Quando se observam os valores de Nusselt comparando-se os resultados de Lorenzini, aos resultados obtidos com os parâmetros para fluidos não newtonianos, verifica-se uma diferença de 75% entre os melhores resultados de Lorenzini, (2016), com o presente trabalho. E em relação aos piores resultados, para cada pesquisa respectivamente, a diferença é de 80%. Isso revela que, a combinação entre otimização geométrica somada às características reológicas adequadas, pode produzir um aumento na eficiência muito superior aos encontrados com fluidos newtonianos.

Assim, através deste trabalho foi possível verificar os parâmetros adimensionais para aumentar a transferência de calor entre a superfície da aleta e o fluido e, entendeu-se a influência desses parâmetros sobre o valor do número de Nusselt médio em função do impacto direto/indireto sobre a condutividade térmica do fluido.

6 REFERÊNCIAS

Aldrighi, E. S.; Rodrigues, P. M.; Rodriguez, B. D. A.; Isoldi, L. A. ; Rocha, L. A. O. ; Dos Santos, E. D., 2016. Constructal Design Of Rectangular Fin Intruded Into Different Surfaces Of Forced Convective Lid-Driven Cavity Flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer Research*, V. 43, P. 418-440.

Altnetter, M. V.; Pereira, M. S., Isoldi, L. A., Rocha, L. A. O.; Rodriguez, B. D. A.; Dos Santos, E. D., 2017. Análise Geométrica de um Canal Aletado Com Transferência de Calor Por Convecção Mista Através do Design Construtal. *SCIENTIA PLENA*, V. 13., n. 4.

Ansys, 2018. *Design Xplorer User's Guide*. Release 18.2. Canonsburg.

Barnes, H. A., 2000. *A Handbook of Elemental Rheology*, Published by The University of Wales Institute of Non-Newtonian Fluid, Cambrian Printers.

Barthi, R. P.; Sivakumar, P.; Chhabra, R. P. Forced convection heat transfer from an elliptical cylinder to power-law fluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 51, p. 1838-1853, 2008.

Bejan, A., 1997. Constructal-theory network of conducting paths for cooling a heat generating volume, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 40, p. 799-816.

Bejan, A., 2000, *Shape and Structure, From Engineering to Nature*, Cambridge University Press, New York.

Bejan, A. , and Lorente, S. , 2008. *Design With Constructal Theory*, Wiley, Hoboken, NJ.

Bejan, A.; Zane, J. P., 2012. Design in Nature: How the Constructal Law Governs Evolution in Physics, Biology, Technology, and Social Organization, U.S.A.

Bejan, A., 2016. The Physics of Life, St. Martin's Press, U.S.A.

Biserni, C., Rocha, L. A. O., Bejan, A., 2004. Inverted fins: geometric optimization of the intrusion into a conducting wall, International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 47, p. 2577-2583.

Bird, R.B., Armstrong, R.C., Hassager, O., 1987, Dynamics of polymeric liquids, John Wiley and Sons, USA, v. 1, 2a edition.

Celik, Ismail B., 2008. Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications, Journal of Fluids Engineering, V. 130.

Chhabra, R. P., Richardson, J. F., 2008. Non-Newtonian Flow and Applied Rheology, 2nd edition.

Dos Santos, E. D., Isoldi, L. A., Souza, J. A., Goulart, M. M., Rodrigues, M. K., Seibt, F. M., and Rocha, L. A. O., 2013. Constructal Design of a Rectangular Fin Intruded into Forced Convective Lid-Driven Cavity Flows, Proceedings of Construction Law Conference, Nanjing, p. 126-134.

Ghodoossi, L., Eğrican, N., 2004. Conductive cooling of triangular shaped electronics using constructal theory. Energy Conversion and Management, v. 45, p. 811–828.

Hermany, L., Lorenzini, G., Klein, R.J., Zinani, F.F., dos Santos, E.D., Isoldi, L.A., Rocha, L.A.O., 2018. Constructal design applied to elliptic tubes in convective heat transfer cross-flow of viscoplastic fluids, V. 116, p.1054-1063.

Kefayati, G.R., 2015. Mesoscopic simulation of magnetic field effect on Bingham fluid in an internal flow, Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers 54, p. 1-10.

Klein, R.J., Biserni, C., Zinani, F.S.F., Rocha, L.A.O., 2017. Constructal design of tube arrangements for heat transfer to non-Newtonian fluids, *Int. J. Mech. Sci.* vol. 133, p. 590–597.

Klein, R.J., Zinani, F.S.F., Rocha, L.A.O., Biserni, C., 2018. Effect of Bejan and Prandtl numbers on the design of tube arrangements in forced convection of shear thinning fluids: A numerical approach motivated by constructal theory, *Int. Comm. Heat Mass Transf.* vol. 93, p. 74-82.

Labsi, N., Benkahla, Y.K., Boutra, A., Titouah, M., 2018. Convection heat transfer inside a lid-driven cavity filled with a shear-thinning Herschel–Bulkley fluid, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, v. 40. p. 1678-5878.

Lorenzini, G., Machado, B.S., Isoldi, L.A., dos Santos, E.D., Rocha L.A.O., 2016. Constructal Design of Rectangular Fin Intruded in to Mixed Convective Lid-Driven Cavity Flows, *Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 138, p. 102501.

Lorenzini, G., Biserni, C., Rocha, L. A. O., 2013 Constructal design of non-uniform X-shaped conductive pathways for cooling. *International Journal of Thermal Sciences*, v. 71, p. 140–147.

Lorenzini, G., Corrêa, R. L., Dos Santos, E. D., Rocha, L. A. O., 2011. Constructal Design of Complex Assembly of Fins. *International Journal of Heat Transfer*, v. 133, n. 8.

Lorenzini, G., Rocha, L. A. O., 2006. Constructal design of Y-shaped assembly of fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 49, n. 23–24, p. 4552–4557.

Lorenzini, G., Rocha, L. A. O., Biserni, C., Dos Santos, E. D., Isoldi, L., 2012. Constructal Design of Cavities Inserted Into a Cylindrical Solid Body. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 134, n. 7.

Neofytou, P., 2005. A 3rd order upwind finite volume method for generalised Newtonian fluid flows. *Advances in Engineering Software*. vol. 36, p. 664-680.

Oztop, H.F., Zhao, Z., Yu, B., 2009. Conduction-combined forced and natural convection in lid-driven enclosures divided by a vertical solid partition. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. Vol. 36, p. 661-668.

Patankar, S. V., 1980. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill.

Pepe, V., R., Rocha, L. A. O., Miguel, A. F., 2017a. Optimal Branching Structure of Fluidic Networks with Permeable Walls, *Biomed Research International*.

Pepe, V., R., Rocha, L. A. O., Miguel, A. F., 2017b. Is it the Hess-Murray Law always Valid?, *The Publishing House of the Romanian Academy*.

Pepe, V., R., Sehn, A., Zinani, F.S.F, Rocha, L.A.O., 2018. Optimality to Flow and Design of T Shape Branching Ducts VIII Brazilian Conference on Rheology – BCR, São Leopoldo, Brazil, p. 43-46.

Razera, A. L.; Fagundes, T. M.; Fonseca, R. J. C.; Lessa, Leonardo Z.; Schmidt, A. ; Furtado, G. M. ; Dos Santos, E. D. ; Isoldi, L. A. ; Rocha, L. A. O. 2017a. Numerical Study Of A Triangular Fin Inserted In A Square Cavity With Upper Sliding Surface Subjected To A Mixed Convection Effect. *Engenharia Térmica*, V. 16, p. 81-88.

Razera, A. L.; Fagundes, T. M.; Seibt, F. M.; Fonseca, R. J. C. ; Varela, D. J. C. ; Ortiz, P. R. B. ; Coelho, F. R. ; Lessa, L. Z. ; Schmidt, A. ; Furtado, G. M. ; Dos Santos, E. D. ; Isoldi, L. A. ; Rocha, L. A. O., 2017b. Constructal Design Of A Triangular Fin Inserted In A Cavity With Mixed Convection Lid-Driven Flow. *Defect and Diffusion Forum*, V. 372, p. 188-201.

Razera, A.L., Fonseca, R.J.C., Isoldi, L.A., dos Santos, E.D., Rocha, L.A.O., Biserni, C., 2018. Constructal design of a semi-elliptical fin inserted in a lid-driven square cavity with mixed convection, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, V. 126, p. 81-94.

Rocha L.A.O., Lorente S., Bejan A. (Eds.), 2013. *Constructal Law and the Unifying Principle of Design (Understanding Complex Systems)*, Springer.

Sehn, A., 2017. Numerical Study Of Non-Newtonian Fluid Flows In Y-Shaped Structures, CIMLANCE.

Shi, X., Khodadadi, J., 2005. Periodic state of fluid flow and heat transfer in a lid-driven cavity due to an oscillating thin fin. *International Journal of Heat and Mass Transfer.*, vol. 48, p. 5323-5337.

Sousa, R. G., Poole, R. J., Afonso, A. M., Pinho, F.T, Oliveira, P.J., Morozov, A., Alves, M. A., 2016. Lid-driven cavity flow of viscoelastic liquids, *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, vol. 234, p. 129-138.

Syrakos, A., Geourgiou, G. C., Alexandrou, A. N., 2013. Solution of the square lid-driven cavity flow of a Bingham plastic using the volume method, *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, vol. 195, p. 19-31.

Tiwari, A. K.; Chhabra, R. P., 2015. Mixed convection in power-law fluids from a heated semicircular cylinder: effect of aiding bouyancy. *Numerical Heat Transfer, Part A*, v. 67, p. 330–356.

Vinogradov, I., Khezzar, L., Siginer, D., 2011. Heat Transfer of Non-Newtonian Dilatant Power Law Fluids in Square and Rectangular Cavities, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, v. 4, n° 2, p. 37-42.

Wardhaugh, L. T., Boger, D. V., 1991. Flow characteristics of waxy crude oils: Application to pipeline design, *AIChE Journal*, v. 37, p. 871-885.

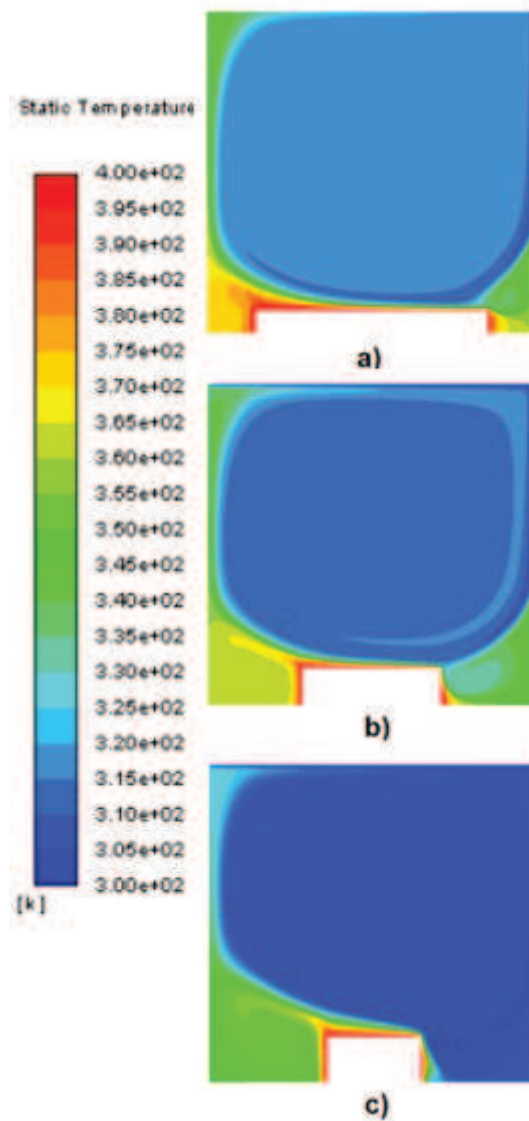
Zhang, J., 2010. An augmented Lagrangian approach to Bingham fluid flows in a lid-driven square with piecewise linear equal-order finite elements, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 199, p. 45-48.

Zinani, F. S., 2006. Development and computational implementation of Galerkin least-squares formulations in for non newtonian kinematic sensitive fluids.

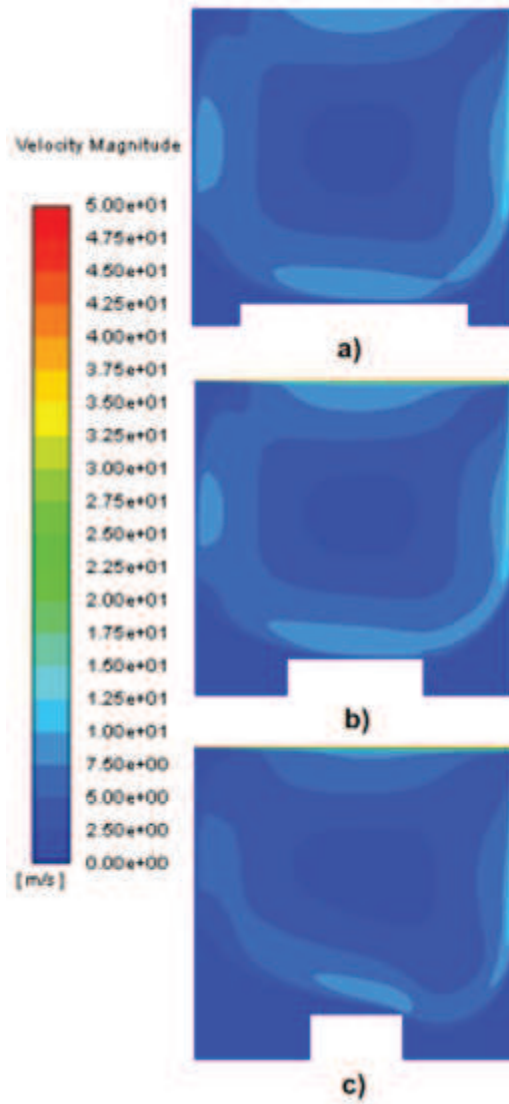
Zinani, F. S., Frey, S., 2006. Galerkin Least-Squares Finite Element Approximations for Isochoric Flows of Viscoplastic Liquids, *Journal of Fluids Engineering*, vol. 128, p. 856-863.

Zinani, F., Frey, S., 2008. Galerkin Least-Squares Multi-Field Approximations for Flows of Inelastic Non-Newtonian Fluids, *J. Fluids Engineering*, vol. 130.

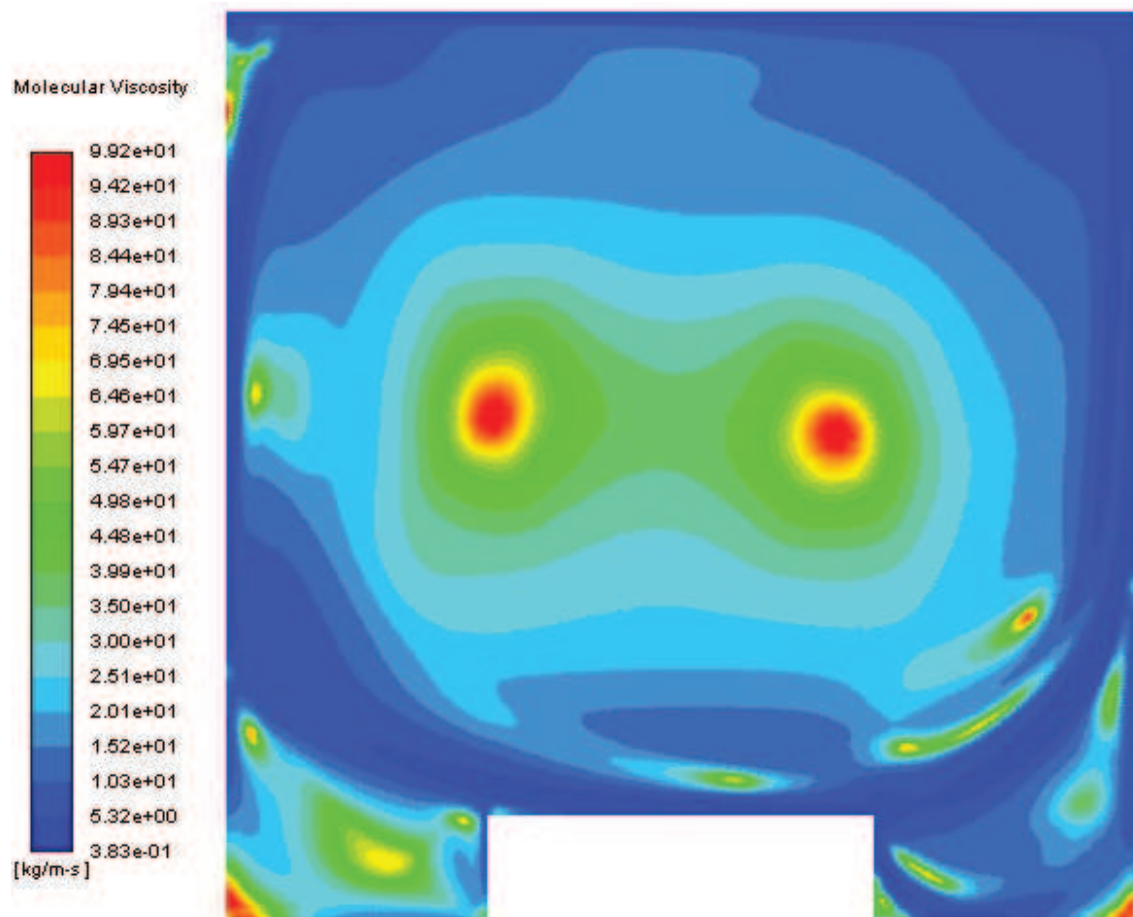
ANEXO A - CAMPOS DE TEMPERATURA $\psi = 50, \eta^* = 10^{-4}, n = 0,4, Re = 500,$
 $Ra = 10^6, Pr = 50,$ A) $H_1/L_1 = 0,1$; B) $H_1/L_1 \text{ótimo} = 0,2724$; C) $H_1/L_1 = 0,6$



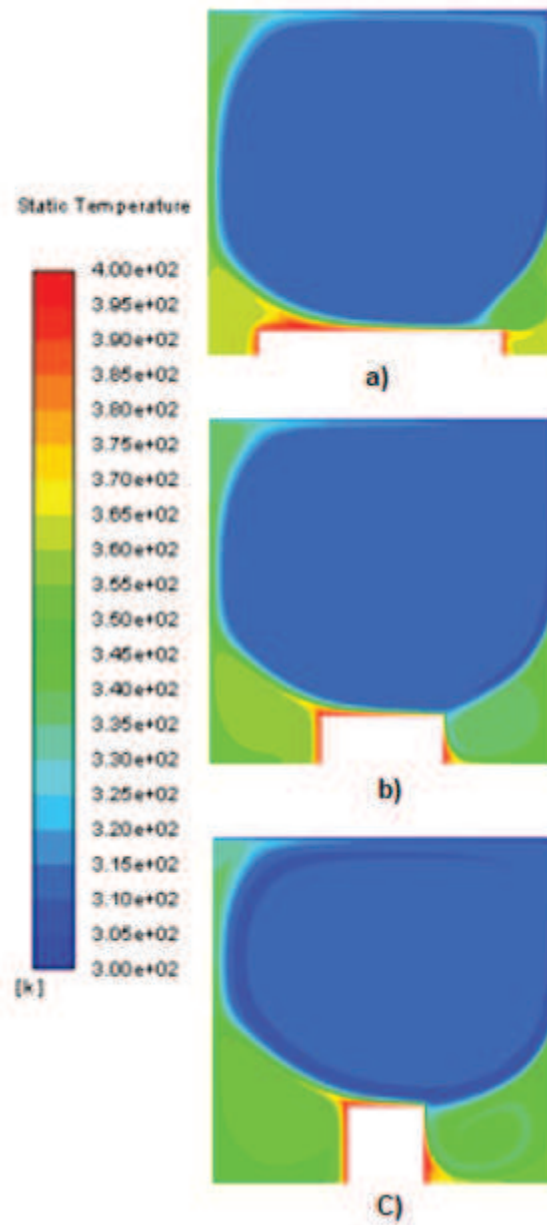
**ANEXO B -CAMPOS DE VELOCIDADE $\psi = 50, \eta^* = 10^{-4}, n = 0,4, Re = 500,$
 $Ra = 10^6, Pr = 50,$ A) $H_1/L_1 = 0,1$; B) $H_1/L_1 \acute{o}timo = 0,2724$; C) $H_1/L_1 = 0,6$**



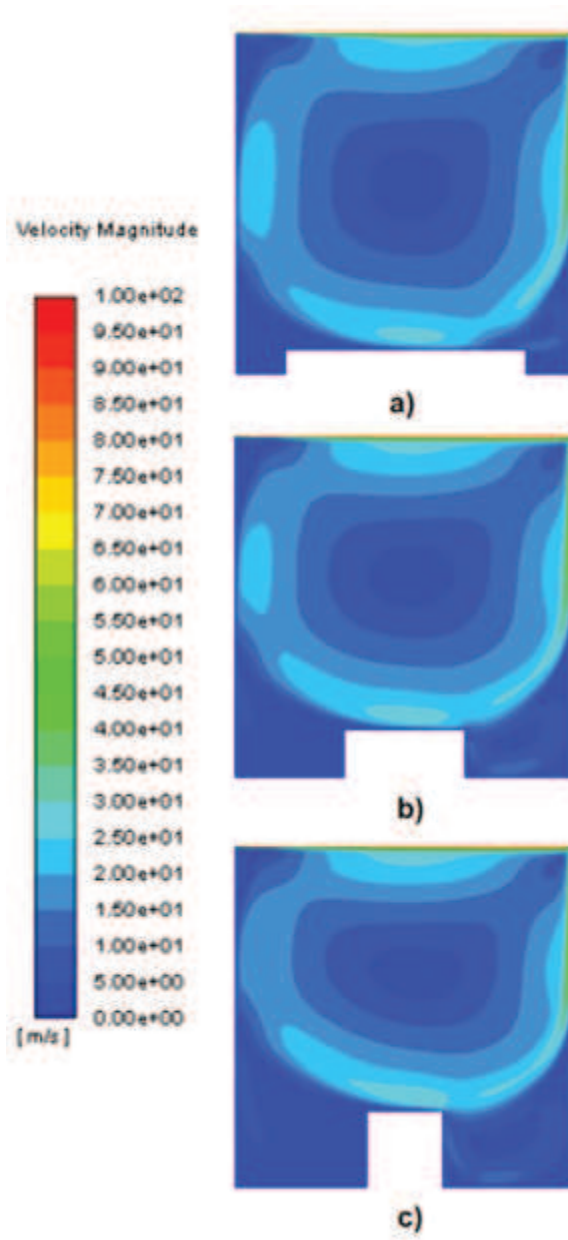
**ANEXO C - CAMPO DE VISCOSIDADE $\psi = 50$, $\eta^* = 10^{-4}$, $n = 0,4$, $Re = 500$,
 $Ra = 10^6$, $Pr = 50$, $H_1/L_1\acute{o}timo = 0,2724$.**



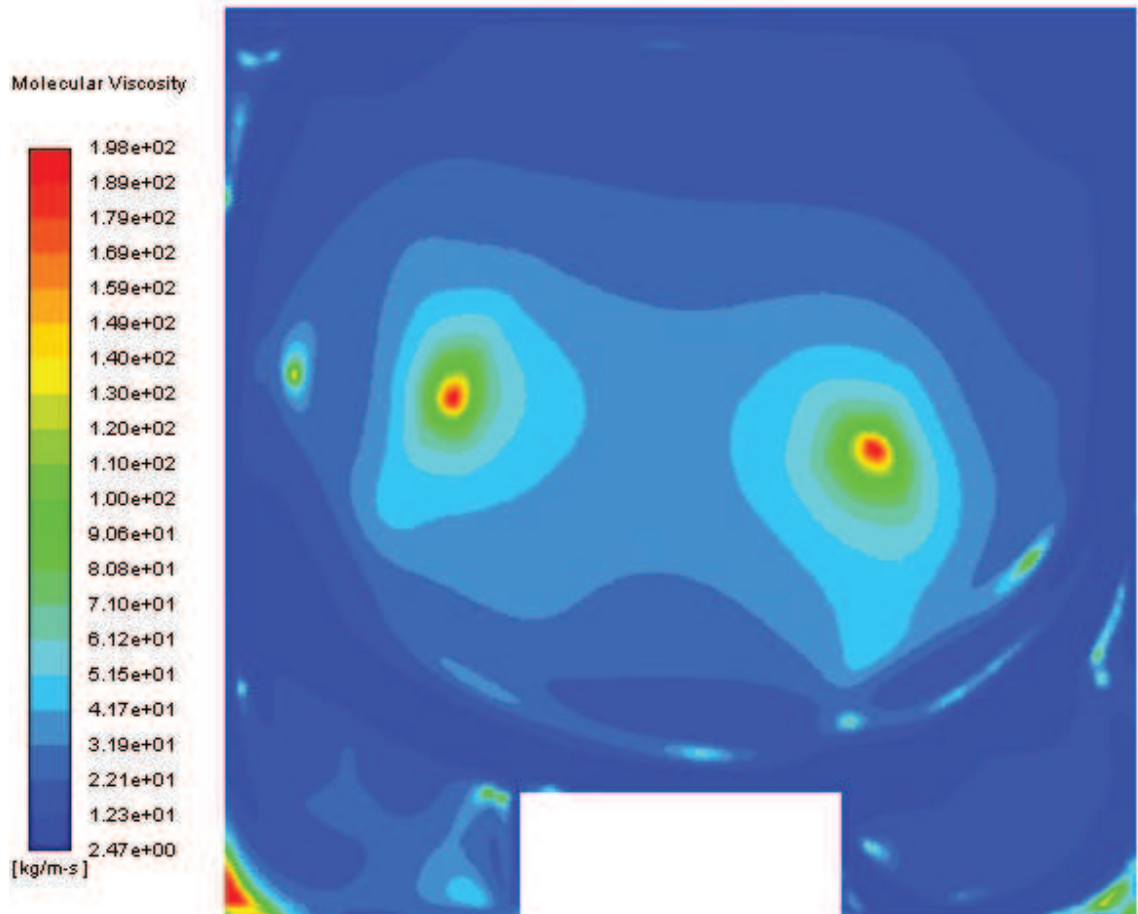
**ANEXO D - CAMPOS DE TEMPERATURA $\eta^* = 10^{-2}$, $\psi = 100$, $n = 0,4$, $Re = 500$,
 $Ra = 10^6$, $Pr = 50$; A) $H_1/L_1 = 0,1$; B) $H_1/L_{1\acute{o}timo} = 0,39$; C) $H_1/L_1 = 1$**



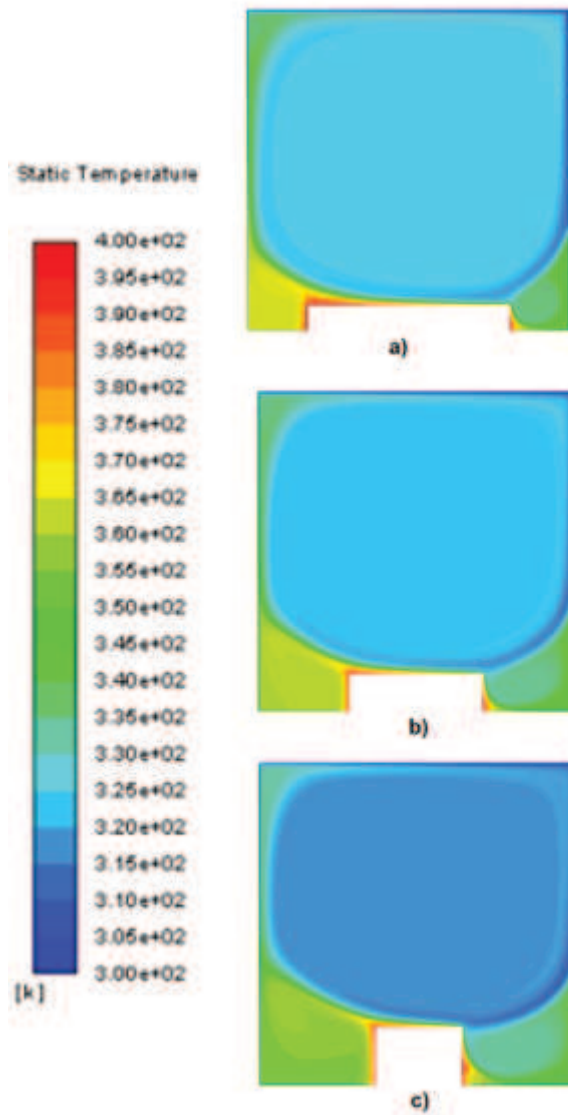
**ANEXO E - CAMPOS DE VELOCIDADE $\eta^* = 10^{-2}$, $\psi = 100$, $n = 0,4$, $Re = 500$,
 $Ra = 10^6$, $Pr = 50$; A) $H_1/L_1 = 0,1$; B) $H_1/L_1 = 0,39$; C) $H_1/L_1 = 1$**



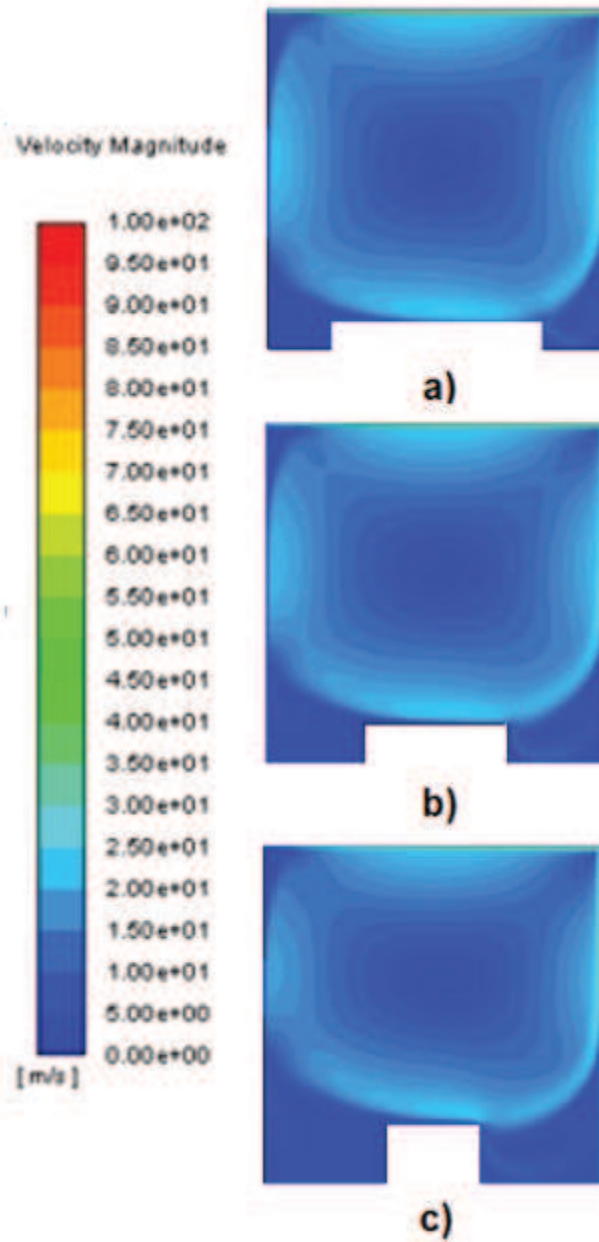
**ANEXO F - CAMPOS DE VISCOSIDADE $\eta^* = 10^{-2}$, $\psi = 100$, $n = 0,4$, $Re = 500$,
 $Ra = 10^6$, $Pr = 50$; H_1/L_1 ótimo = 0,39.**



ANEXO G - CAMPOS DE TEMPERATURA $n = 0,4$, $\eta^* = 10^{-4}$, $Re = 500$, $Ra = 10^6$,
 $Pr = 50$, $\psi = 100$, A) $H_1/L_1 = 0,125$; B) H_1/L_1 ótimo = $0,277$; C) $H_1/L_1 = 0,65$



ANEXO H - CAMPOS DE VELOCIDADE $n = 0,4$, $\eta^* = 10^{-4}$, $Re = 500$, $Ra = 10^6$,
 $Pr = 50$, $\psi = 100$, A) $H_1/L_1 = 0,125$; B) $H_1/L_1 = 0,277$; C) $H_1/L_1 = 0,65$



ANEXO I - CAMPO DE VISCOSIDADE $n = 0,4$, $\eta^* = 10^{-4}$, $Re = 500$, $Ra = 10^6$,
 $Pr = 50$, $\psi = 100$, $H_1/L_{10timo} = 0,277$

