DESIGN CONSTRUTAL DE CANAIS COM SECÇÃO TRANSVERSAL EM FORMA DE T CONSIDERANDO ESCOAMENTOS LAMINARES COM CONVECÇÃO FORÇADA SOB A INFLUÊNCIA DE DIFERENTES NÚMEROS DE REYNOLDS

Bruno da Costa Feijó[1], Martim dos Santos Pereira[1], Lúcio Tagliani[2], Gabriel Guilherme Bacca Ferri[2], Luiz Alberto Oliveira Rocha[3], Liércio André Isoldi[2], Elizaldo Domingues dos Santos[2]

RESUMO

Este artigo aplica o *Design Construtal* para avaliar a geometria de um canal em forma de T submetido a um escoamento com convecção forçada com o objetivo de maximizar a taxa de transferência de calor. A temperatura das paredes do canal é mantida constante, superior à de entrada do escoamento forçado. O volume do canal em forma de T é uma constante do problema. Além disso, o sistema é submetido a três graus de liberdade: H_1/L_0 (razão entre a altura do ramo secundário e a largura do ramo principal), H_0/L_1 (razão entre a altura do ramo principal e a largura do ramo secundário) e H_0/L_0 (razão entre a altura do ramo principal e a largura do ramo principal). Para todos os casos é considerado um escoamento laminar, incompressível, permanente, com transferência de calor por convecção forçada. A avaliação geométrica é realizada para três números de Reynolds: $Re_{L,c}$= 10, 100 e 1000. Assim, a influência desse parâmetro sobre a avaliação geométrica também é avaliada. Para todos os casos, considera-se um número de Prandtl constante (Pr = 0,71). As equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia são resolvidas com o Método de Volumes Finitos (MVF). A melhor geometria conduziu a um desempenho 160% superior do que a pior geometria avaliada para um mesmo Número de Reynolds. Os estudos realizados permitiram mostrar a importância da aplicação do *Design Construtal* associado, neste trabalho, ao método de Busca Exaustiva, para a otimização geométrica de problemas de engenharia. Foi observado também que entre os casos estudados não há uma geometria ótima universal que conduza ao melhor desempenho térmico do problema estudado.

PALAVRAS-CHAVES: CANAL EM FORMA DE T. CONVECÇÃO FORÇADA. AVALIAÇÃO GEOMÉTRICA. DESIGN CONSTRUTAL.

CONSTRUCTAL DESIGN OF T-SHAPED CROSS-SECTIONAL CHANNELS WITH FORCED CONVECTIVE LAMINAR FLOWS AND DIFFERENT REYNOLDS NUMBERS

ABSTRACT

[1]PPG-Engenharia Oceânica, Universidade Federal do Rio Grande (FURG), Rio Grande, RS; e-mail: bruno.feijo1989@gmail.com; martimpereyra@gmail.com

[2]Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande (FURG), Rio Grande, RS; e-mail: luciotagliani@hotmail.com; engenhariaferri@gmail.com; liercioisoldi@furg.br;elizaldosantos@furg.br

[3]Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Porto Alegre, RS; e-mail:luizrocha@mecanica.ufrgs.br

The present paper applies Constructal Design to evaluate the T-shaped channel geometry submitted to a forced convective flow with the purpose to maximize the heat transfer rate. The channel walls temperature is kept constant and higher than the temperature of inlet forced flow. The T-shaped channel volume is a problem constraint. Moreover, the system is submitted to three degrees of freedom: H_1/L_0 (ratio between the height of secondary branch and width of main channel), H_0/L_1 (ratio between the height of main channel and width of secondary branch) and H_0/L_0 (ratio between the height and width of main channel). It is considered a laminar, incompressible, steady and forced convective flow. The geometrical evaluation is performed for three different Reynolds numbers: $Re_{L,c}$= 10, 100 and 1000. Then, the influence of this dimensionless parameter over the geometrical evaluation is also taken into account. For all cases, it is considered a constant Prandtl number (Pr = 0.71). The conservation equations of mass, momentum and energy are solved with the Finite Volume Method (FVM). The best shape led to a performance 160% higher than the worst one for the same Reynolds number. The performed studies showed the importance of employment of Constructal Design associated with Exhaustive Search for geometrical optimization in engineering problems. It was also noticed that among the studied cases there is no universal optimal geometry which led to the best thermal performance of the studied problem for different studied Reynolds.

KEYWORDS: T-SHAPED CHANNEL. FORCED CONVECTION. GEOMETRICAL EVALUATION. CONSTRUCTAL DESIGN.

1. INTRODUÇÃO

A busca pelas melhores geometrias em dispositivos de troca térmica (trocadores de calor, condensadores, evaporadores) vem sendo cada vez mais estudada na área de engenharia. A habilidade de remover calor de componentes térmicos se tornou um importante desafio, no que diz respeito à concepção de seu design, especialmente com os constantes avanços no desenvolvimento de máquinas de alta performance e de miniaturização de dispositivos eletrônicos [7].

A engenharia está sempre em busca do sistema mais eficiente como um todo. Assim, existem muitos métodos e técnicas que tentam alcançar o melhor projeto (design). O *Design Construtal* tem sido amplamente utilizado para a avaliação de qualquer sistema de movimento. Ele é baseado no princípio de restrições e objetivos e na Lei *Constructal* definida por: “Para um sistema de tamanho finito persistir no tempo (sobreviver), o mesmo precisa evoluir sua forma e estrutura para permitir um melhor acesso às correntes que fluem através dele”. Muitos estudos já foram realizados na literatura sobre esta teoria [1,4]. O *Design Construtal* é aplicado em diversas áreas, que vão desde a sociologia, biologia e geologia, até campos avançados da engenharia [5].

A área da transferência de calor tem sido um importante campo estudado no contexto do *Design Construtal* [4]. Especificamente, a avaliação do desempenho térmico de arranjos de aletas é um tema bastante abordado. Por exemplo, Bejan e Almogbel [2] estudaram analiticamente a otimização geométrica de aletas em forma de T. Já Lorenzini e Rocha [12] utilizaram o *Design Construtal* para avaliar geometricamente aletas em forma de Y. O estudo numérico desenvolvido pelos autores mostrou que é possível minimizar a resistência térmica global de um arranjo de aletas em forma de Y. Também foi observado que o desempenho das aletas em forma de Y foi superior ao de aletas em forma de T.

O estudo de cavidades também tem se mostrado igualmente importante. Biserni et al. [6] avaliaram geometricamente uma cavidade em forma de H, com cinco graus de liberdade, introduzida em um sólido com geração de energia, com o objetivo de minimizar a resistência térmica global entre o sólido e a cavidade. Foi concluído que em condições de igualdade térmica, geração de calor uniforme e mesma fração de volume ocupada pela cavidade, a cavidade em forma de H é três vezes mais eficiente do que a em forma de T e quatro vezes mais eficiente do que a em forma de C. Lorenzini e Rocha [13] estudaram a geometria de uma cavidade em forma de T-Y, nas mesmas condições do trabalho de Biserni et al. [6]. Os resultados concordaram com outros estudos que mostraram que a cavidade tem um melhor desempenho quando penetra quase completamente o sólido, e também que a complexidade geométrica tende a aumentar o desempenho do sistema. Hajmohammadi et al. [8] estudaram sólidos com ramos de cavidades de formatos simples retangular e trapezoidal e compararam com formas de cavidades mais complexas já estudadas como Y, T, H e T-Y, e constataram que não existia grande diferença para a temperatura máxima encontrada entre estes ramos de cavidades estudados e as geometrias mais complexas, indicando que uma cavidade complexa pode ser substituída por um conjunto de cavidades simples. Lorenzini et al. [14] estudaram numericamente um arranjo de aletas em forma de T introduzidos em um corpo cilíndrico sólido submetido a uma taxa de geração de calor constante. Neste estudo a remoção de energia no sólido cilíndrico foi realizada apenas pelas aletas. Os resultados mostraram uma grande variação entre a melhor e a pior geometria, mostrando a aplicabilidade do *Design Construtal* na avaliação geométrica de sistemas térmicos.

No presente trabalho é avaliada numericamente a influência da geometria de canais com secção transversal em forma de T sobre a taxa de transferência de calor entre o escoamento e as superfícies do canal, utilizando o método *Design Construtal*. A área da secção transversal do canal é mantida constante para todas as simulações, e

são feitas diversas variações com três graus de liberdade: H_1/L_0 (razão entre a altura do ramo secundário e a largura do ramo principal), H_0/L_1 (razão entre a altura do ramo principal e a largura do ramo secundário) e H_0/L_0 (razão entre a altura do ramo principal e a largura do ramo principal). O canal está submetido a um escoamento laminar, permanente e com convecção forçada. O principal objetivo é determinar as geometrias que maximizam a taxa de transferência de calor entre o escoamento que está a uma temperatura inferior à temperatura da superfície do canal, bem como, avaliar o efeito das razões geométricas sobre o desempenho do problema. Um outro objetivo do trabalho é avaliar o efeito do número de Reynolds sobre a geometria do problema estudado. Para isso são avaliados três diferentes números de Reynolds: $Re_{L,c}$ = 10, 100 e 1000. Para todos os casos, o número de Prandtl é mantido constante (Pr = 0,71). O comprimento de escala usado na definição do número de Reynolds é a raiz quadrada da área da secção transversal do canal em forma de T. Para cada configuração geométrica proposta pelo método *Design Construtal*, as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia são resolvidas com o Método de Volumes Finitos (MVF) [15,16], mais precisamente empregando o código de dinâmica dos fluidos computacional *FLUENT* [9]. Portanto, o estudo de otimização geométrica foi realizado através do método de Busca Exaustiva.

2. MODELAGEM MATEMÁTICA E NUMÉRICA

A modelagem matemática de escoamentos tridimensionais, incompressíveis, laminares, por convecção forcada e no regime permanente é feita tendo como base as equações de conservação em conjunto com as condições de contorno e iniciais do problema. As equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia são dadas, respectivamente, por Bejan [3]:

$$\frac{\partial v_j}{\partial x_j} = 0 \qquad (j = 1, 2 \text{ e } 3) \text{ em } t \times \Omega \ (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(v_i v_j\right) + \frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x_j}\delta_{ij} - \frac{\partial}{\partial x_j}\left\{\upsilon\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i}\right)\right\} = 0 \qquad (j = 1, 2 \text{ e } 3) \text{ em } t \times \Omega \ (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(v_j T\right) - \frac{\partial}{\partial x_j}\left\{\alpha\frac{\partial T}{\partial x_j}\right\} - q''' = 0 \qquad (j = 1, 2 \text{ e } 3) \text{ em } t \times \Omega \ (3)$$

onde ρ é a massa específica do fluido (kg/m³); u é a viscosidade cinemática do fluido (m²/s); α é a difusividade térmica (m²/s); v_i é a velocidade do fluido na direção i, i = 1, 2 e 3 (m/s); x_i corresponde a coordenada espacial na direção i, i = 1, 2 e 3 (m); P é a pressão (N/m²); T é a temperatura (K); δ_{ij} é o operador delta de Kronecker; g_i é a aceleração da gravidade na direção i; Ω é o domínio espacial (m); t representa o domínio de tempo (s), e q''' é o termo fonte de energia, que para os casos simulados no presente trabalho é nulo (W/m³).

As Equações 1–3 são resolvidas através do *software* comercial *FLEUNT* de dinâmica dos fluidos computacional (CFD: *Computational Fluid Dynamics*), que é baseado no método de volumes finitos (MVF) [15-16]. Em todas as simulações foram empregados volumes finitos hexaedros, com uma malha de 690.000 volumes. O *solver* é baseado na pressão, o acoplamento pressão-velocidade é realizado com o uso do algoritmo *SIMPLE* e para o tratamento dos termos advectivos emprega-se o esquema de interpolação *Upwind* de segunda ordem para as equações de conservação de quantidade de movimento e energia. Além disso, os cálculos foram considerados convergidos quando os resíduos para as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia entre duas iterações consecutivas foram menores do que 10^{-6}, 10^{-6} e 10^{-8}, respectivamente. Maiores detalhes relacionados com o MVF podem ser encontrados em [15-16].

As simulações numéricas foram realizadas usando um computador com um processador *quad-core* Intel com 3,6 GHz e 8 GB de memória RAM. O tempo de processamento para cada simulação foi de aproximadamente $14{,}4 \times 10^3$ s.

Como forma de avaliar a metodologia numérica empregada foi simulado um escoamento laminar, incompressível, transiente e interno em um canal de seção transversal quadrada (dimensões $D \times D$ = 1 m) com comprimento L = 40 m e Re_D = 1000. Existe um fluxo de calor entrando através das paredes do canal de 1 W/m². Para este problema a solução analítica para a temperatura média do escoamento ao longo da direção de escoamento para um caso com fluxo de calor prescrito nas superfícies do canal é dada por Bejan [3] e Incropera et al. [11]:

$$T_m(x) = T_{m,ent} + \frac{q''_s P}{\dot{m}\, c_p} x \tag{4}$$

onde T_m é a temperatura média do escoamento (K) em uma posição x do canal, $T_{m,ent}$ é a temperatura média do escoamento na entrada (K), q'' é o fluxo de calor pelas paredes do canal (W/m²), P é o perímetro (m), $\dot{m}$ a vazão mássica (kg/m³), c_p o calor específico (J/kg.K) e x a coordenada na direção do escoamento (m). Como consequência desta equação, a temperatura média varia linearmente com x ao longo do canal.

A FIGURA 1 ilustra a distribuição do campo de temperaturas média do canal e da superfície do mesmo ao longo da coordenada x obtida numericamente. A temperatura na parede, obtida na simulação, deve variar de forma que a diferença dela para a temperatura média do escoamento seja pequena na entrada do canal. Contudo, essa diferença aumenta com x até um determinado ponto onde o escoamento atinge a região plenamente desenvolvida. Na simulação realizada, a partir da região plenamente desenvolvida, a diferença entre a temperatura da parede do canal obtida e a temperatura média do escoamento obtida com a solução analítica proposta em Bejan [3] e Incropera et al. [11] teve um desvio máximo de 0,965%, o que mostra que a solução obtida numericamente é bastante concordante com o proposto na literatura, verificando assim o modelo numérico adotado.

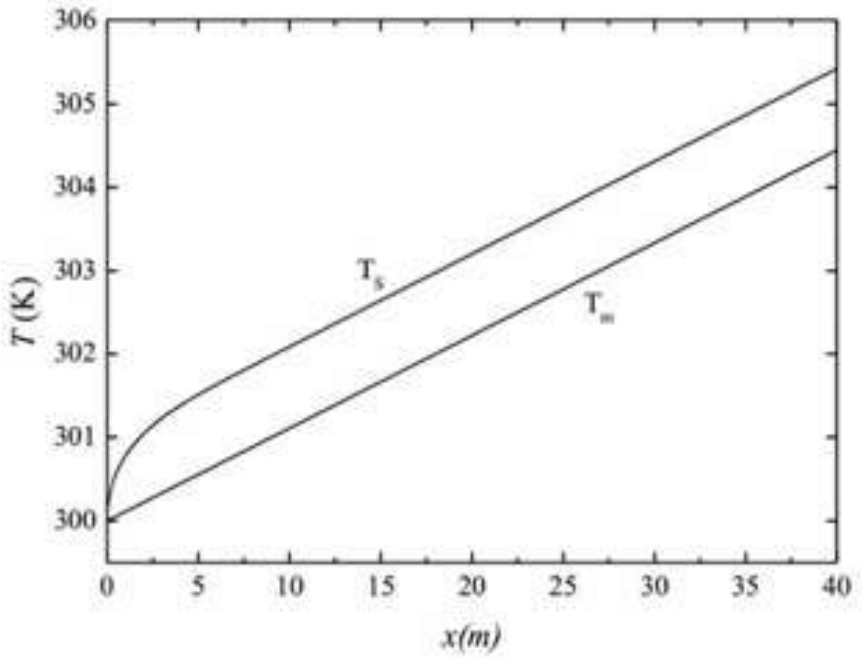


Figura 1: Comparação entre a temperatura média do escoamento da correlação analítica (T_m) com a temperatura de parede do canal simulado (T_s).

3. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

O problema analisado consiste de um escoamento laminar, no regime permanente, com transferência de calor por convecção forçada em um canal com secção transversal em forma de T, conforme ilustrado na FIGURA 2, submetido a diferentes números de Reynolds ($Re_{L,c}$ = 10, 100 e 1000) e um número de Prandlt constante (Pr = 0,71). O escoamento é causado pela imposição de um perfil de velocidades constante na entrada do canal. Este escoamento possui uma temperatura prescrita (T_∞ = 300 K) inferior à temperatura das paredes do canal (T_S = 320 K). Assim, a transferência de calor por convecção forçada ocorre devido a essa diferença de temperatura. Com relação às demais condições de contorno, as superfícies do canal possuem condição de não-deslizamento e impermeabilidade ($V_1 = V_2 = V_3 = 0$ m/s). Na saída do canal, é imposta uma condição de fluxo de calor nulo e pressão atmosférica ($101{,}325 \times 10^3$ Pa). Ainda pode ser visto na FIGURA 2 as dimensões do canal, onde os comprimentos com sub-índice "0" referem-se ao ramo simples do canal e o sub-índice "1" refere-se ao ramo bifurcado.

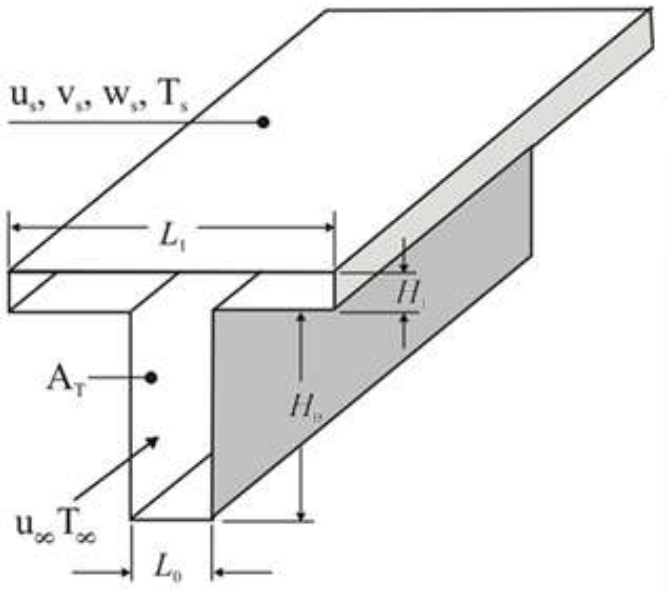


Figura 2: Parâmetros geométricos da seção transversal e caracterização do escoamento.

Para a avaliação geométrica do problema é empregado o método *Design Construtal* [1,4]. O *Design Construtal* é um método baseado no princípio de objetivos e restrições (locais e globais) sendo o método usado para aplicação da Lei *Constructal*. Para o problema analisado, foram definidas como restrições geométricas do problema:

1) a área total da secção transversal do canal é a mesma para todos os casos estudados ($A_T = L_0.H_0 + L_1.H_1$), 2) a área máxima de ocupação do canal é a mesma para todos os casos estudados (H = 1 cm e L= 1 cm) e 3) a restrição física de que os ramos estudados não podem ser maiores que o volume em que estão inseridos ($H_0 + H_1 \leq H$ e $L_0 + L_1 \leq L$).

Os três graus de liberdade do problema são as razões: H_1/L_0 (razão entre as espessuras do ramo bifurcado e simples), H_0/L_1 (razão entre os comprimentos dos ramos simples e bifurcado) e H_0/L_0 (razão entre o comprimento e a espessura do ramo simples). Estes concedem à seção transversal do canal liberdade para assumir quaisquer relações de proporção geométrica dentro da restrição de área total constante. A área limite de variação geométrica do canal em forma de T é ilustrada por linhas tracejadas na FIGURA 3. Também é possível visualizar na FIGURA 3 as dimensões da secção transversal do canal em T. Para simular os três diferentes valores do número de Reynolds (Re_{Lc} = 10, 100 e 1000) perfis constantes de velocidades com magnitudes iguais a $V_\infty = 2{,}92 \times 10^{-3}$ m/s, $V_\infty = 2{,}92 \times 10^{-2}$ m/s e V_∞ = 0,292 m/s, respectivamente, foram impostos na entrada do canal. Vale destacar que, nas presentes simulações L_c é um comprimento de escala definido por $L_c = (A_c)^{1/2}$.

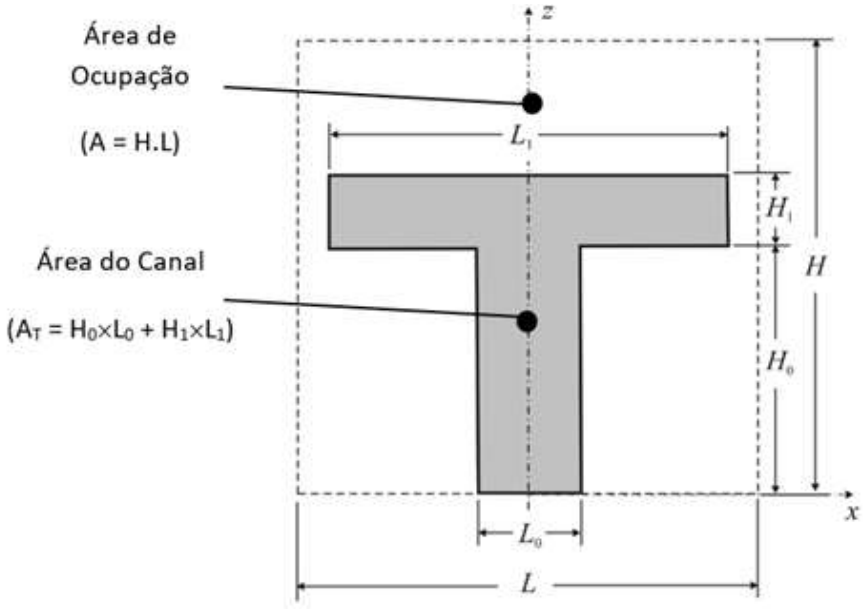


Figura 3: Ilustração da seção transversal do canal em “T” dentro da área de ocupação e suas dimensões.

Uma vez que o mecanismo de busca exaustiva é associado ao método *Design Construtal*, o processo de otimização é dividido em 3 etapas, conforme ilustra a Fig. 4. No primeiro passo, a geometria é avaliada pela variação do grau de liberdade H_1/L_0

mantendo-se fixo os parâmetros H_0/L_0 e H_0/L_1. A geometria que conduzir ao maior valor de taxa de troca térmica (q_m) será uma vez otimizada $(H_1/L_0)_o$. A seguir são fixados os valores de H_0/L_0 e H_1/L_0 e são analisados os valores para a variação de H_0/L_1, gerando $(H_0/L_1)_o$ (uma vez otimizada) e $(H_1/L_0)_{oo}$ (duas vezes otimizada) e são encontrados os valores duas vezes maximizados da troca térmica, q_{mm}. Por fim são mantidos constantes H_0/L_1 *e* H_1/L_0 variando H_0/L_0, no qual o ponto que gerar a maior taxa de transferência térmica será $(H_0/L_0)_o$ (uma vez otimizada), $(H_0/L_1)_{oo}$ (duas vezes otimizada) e $(H_1/L_0)_{ooo}$ (três vezes otimizada) e a taxa de troca térmica três vezes maximizada, q_{mmm}. Posteriormente, é avaliado o efeito do número de Reynolds sobre as razões geométricas ótimas encontradas.

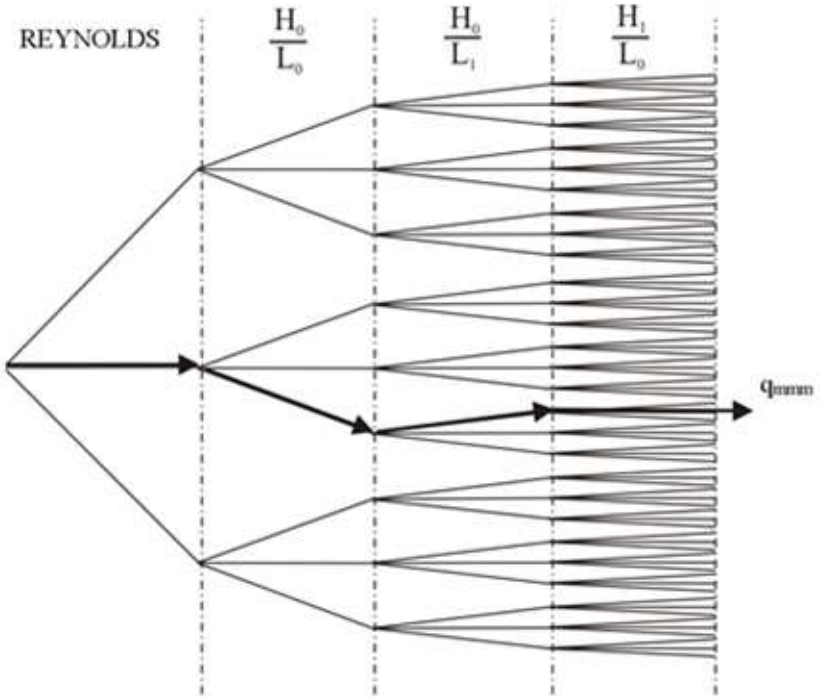


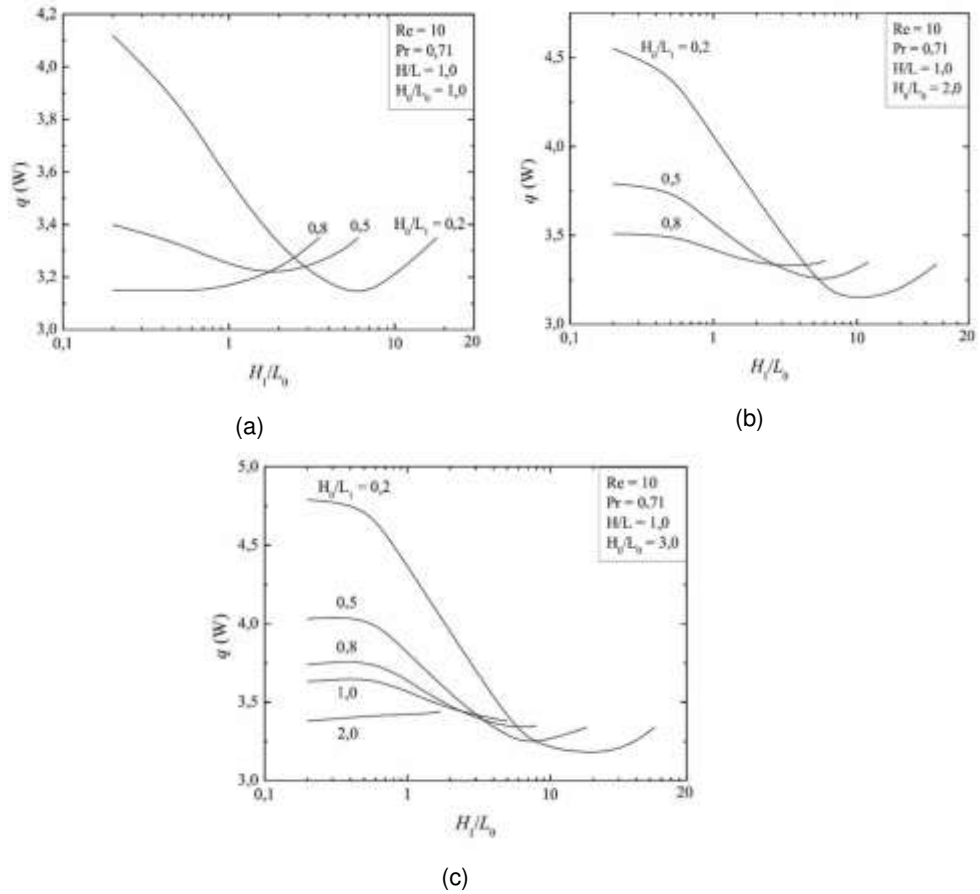
Figura 4: Diagrama ilustrando o processo de avaliação da geometria do canal com três graus de liberdade.

4. RESULTADOS

Conforme mencionado no item anterior, este trabalho busca a análise da influência geométrica sobre a taxa de transferência de calor para três diferentes valores do número de Reynolds, Re_{Lc} = 10, 100 e 1000. Em todos os casos o número de Prandtl foi mantido constante (Pr = 0,71).

A FIGURA 5 mostra o efeito da razão H_1/L_0 sobre a taxa de transferência de

calor *(q)* entre as superfícies do canal em forma de T e o escoamento interno para diferentes razões de H_0/L_1 quando H_0/L_0 = 1,0, 2,0 e 3,0, FIGURA 5 (a–c), respectivamente, para um escoamento a Re_{Lc} = 10. Para este caso, verificou-se que existe uma tendência semelhante no comportamento do efeito de H_0/L_1 sobre a taxa de transferência de calor (q) para os mesmos valores de $H_0/L1$ e para as três diferentes razões de H_0/L_0. Também é possível perceber que há mudanças nas razões uma vez otimizadas de H_1/L_0, $(H_1/L_0)_o$, quando altera-se a razão de H_0/L_0 = 1,0 para H_0/L_0 = 2,0. Por exemplo, para H_0/L_0 = 1.0 as geometrias ótimas para as curvas de H_0/L_1 = 0,5 *e* 0,8 são obtidas para os extremos superiores de H_1/L_0. Enquanto isso, para H_0/L_0 = 2,0, as geometrias ótimas foram obtidas para menores razões de H_1/L_0. Este fato se acentua quando se observa o comportamento do efeito de H_1/L_0 sobre q para H_0/L_0 = 3,0 (FIGURA 5(c)). De uma forma geral, os resultados indicam que as variações de uma razão geométrica (por exemplo H_0/L_1 e H_0/L_0) possuem influência sobre o efeito de outra razão geométrica na função objetivo a ser maximizada.



1

Figura 5: Efeito da razão H_1/L_0 sobre q no canal em forma de T para diferentes razões de H_0/L_1 e Re_{Lc} = 10: (a) H_0/L_0 = 1.0; (b) H_0/L_0 = 2,0; (c) H_0/L_0 = 3,0.

A FIGURA 6 também mostra o efeito da razão geométrica sobre a taxa de transferência de calor. Contudo, é considerado agora o efeito para Re_{Lc} = 100. São apresentadas as curvas para três diferentes valores da razão H_0/L_0 = 1,0, 2,0 e 3,0, conforme FIGURA 6 (a–c). É possível observar que para as razões de H_0/L_0 = 2,0 e 3,0, (FIGURAS 6(b) e 6(c)), as curvas do efeito de H_1/L_0 sobre q são semelhantes para as diferentes razões de H_0/L_1 estudadas. Para a razão H_0/L_0 = 2,0 é possível observar que a máxima taxa (q_m) foi obtida para razões intermediárias de H_1/L_0. Além disso, também são observados pontos de ótimo local para as maiores magnitudes de H_1/L_0. Para H_0/L_0 = 3,0, foi possível observar que o efeito de H_1/L_0 sobre q para as razões H_0/L_1 = 1,0 e 2,0 não tiveram o mesmo comportamento das demais. Embora a geometria ótima seja obtida para razões intermediárias de H_1/L_0, não há uma razão ótima local para as maiores razões de H_1/L_0. Para a razão H_0/L_0 = 1,0, (FIGURA 6(a)), houve uma variação significativa no comportamento de q em comparação aos casos com H_0/L_0 = 2,0 e 3,0. Para os casos com H_0/L_1 = 0,5, observa-se que a geometria ótima é alterada de um extremo superior de H_1/L_0 quando H_0/L_0 = 1,0 para razões intermediárias quando H_0/L_0 = 2,0 e 3,0. Na comparação com os casos com Re_{Lc} = 10,0 os resultados permitem observar que as variações das taxas de transferência de calor são mais intensas para o escoamento a Re_{Lc} = 100 do que para os casos com Re_{Lc} = 10,0. Um exemplo na variação do comportamento de H_1/L_0 sobre q pode ser notado comparando as FIGURAS 5(a) e 6(a). Para H_0/L_1 = 0,2, por exemplo, há uma oscilação de q com H_1/L_0 com obtenção do ótimo global em uma região intermediária de H_1/L_0 e ótimo local no extremo superior quando Re_{Lc} = 100. Para Re_{Lc} = 10, nota-se um comportamento diferente com o ótimo global no extremo inferior de H_1/L_0 e ótimo local para o extremo superior de H_1/L_0.

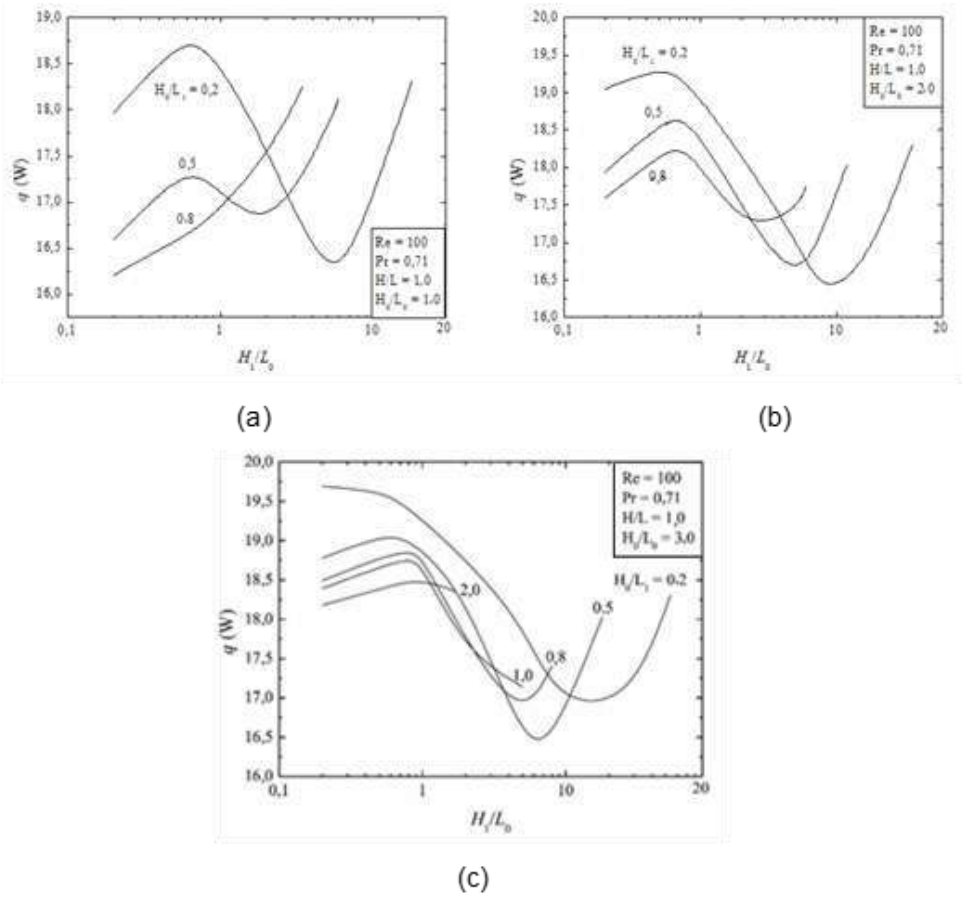


Figura 6: Efeito da razão H_1/L_0 sobre q no canal em forma de T para diferentes razões de H_0/L_1 e Re_{Lc} = 100: (a) H_0/L_0 =1,0; (b) H_0/L_0 = 2,0; (c) H_0/L_0 = 3,0.

Por fim são analisados os resultados para Re_{Lc} = 1000 na FIGURA 7. É possível constatar que a variação do Reynolds também afeta o efeito da razão H_1/L_0 sobre a taxa de transferência de calor. Este comportamento é bastante claro de ser observado nos casos de H_0/L_0 = 1,0 e H_0/L_0 = 3,0 quando se altera o Reynolds na faixa 10 ≤ Re_{Lc} ≤ 1000. Nos três casos nota-se que para todos os valores de H_0/L_0 existe uma máxima taxa q_m para razões intermediárias de H_1/L_0, com exceção das razões de H_0/L_1 = 0,8 para H_0/L_0 = 1,0 e H_0/L_1 = 2,0 para H_0/L_0= 3,0 que sofrem um aumento para maiores valores de H_1/L_0.

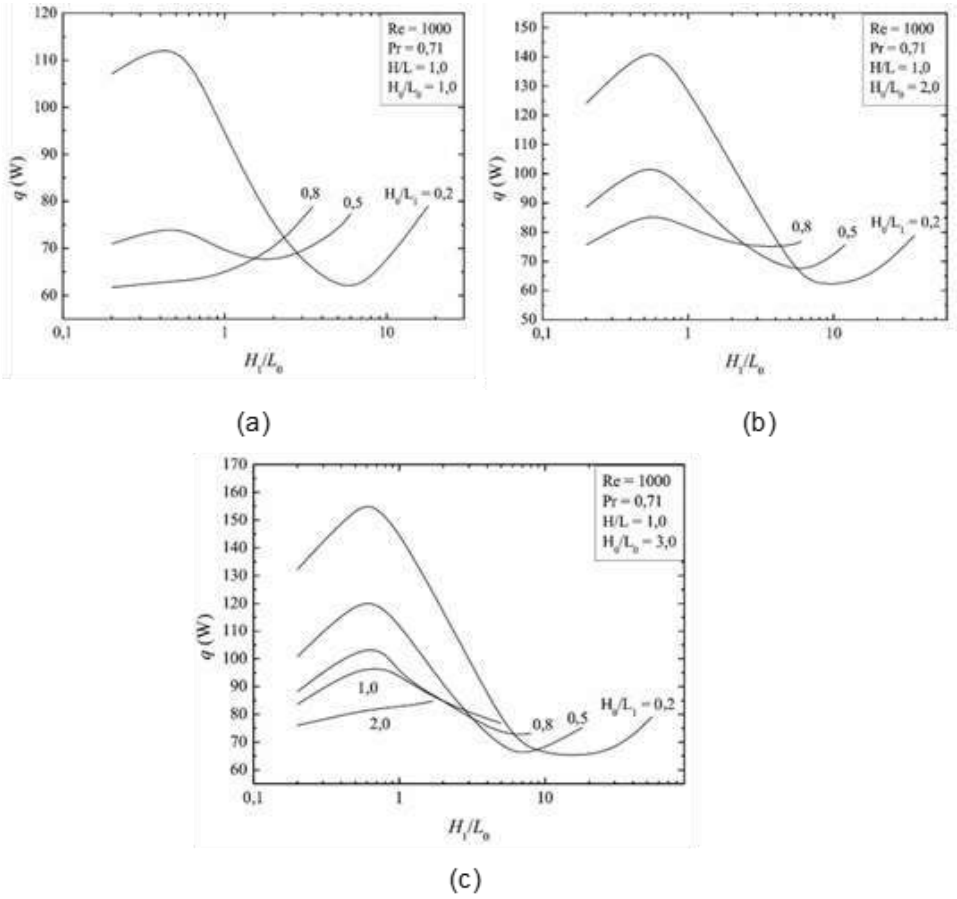


Figura 7: Efeito da razão H_1/L_0 sobre q no canal em forma de T para diferentes razões de H_0/L_1 e Re_{Lc} = 1000: (a) H_0/L_0 = 1,0; (b) H_0/L_0 = 2,0; (c) H_0/L_0 = 3,0.

De uma forma geral, os resultados mostram que quando se tem uma mudança em alguma razão geométrica para um mesmo número de Reynolds (neste caso H_0/L_0) há uma mudança do efeito de outra geometria sobre a função objetivo (ou seja o efeito de H_1/L_0 sobre q).

As geometrias ótimas obtidas nas FIGURAS 5–7 para cada razão de H_0/L_0 são compiladas na FIGURA 8. Mais precisamente, a FIGURA 8 mostra o efeito da razão H_0/L_1 sobre a taxa de transferência de calor uma vez maximizada, q_m, para diferentes razões de H_0/L_0 estudadas para os três números de Reynolds estudados: Re_{Lc} = 10, 100 e 1000, dados respectivamente pela FIGURA 8 (a–c). Pode-se perceber que existe uma semelhança no comportamento de q_m com a variação da razão H_0/L_1 para os três valores de Reynolds. Também pode-se constatar que a razão H_0/L_1 tem uma grande influência sobre a taxa q_m, para todos os valores estudados da razão H_0/L_0. Outro fato notável é que para Re_{Lc} = 100 o comportamento da razão H_0/L_0 = 1,0 é diferente das razões 2,0 e 3,0, no que diz respeito ao fato de aparecer um mínimo intermediário na razão H_0/L_1 = 0,5, fato que não ocorre para Re_{Lc} = 10 e acontece de forma menos acentuada para

Re = 1000 para esta mesma razão de H_0/L_0.

Os resultados da FIGURA 8 ainda mostraram que a variação do número de Reynolds não afetou de forma sensível o efeito da razão H_0/L_1 sobre a taxa de transferência de calor uma vez maximizada q_m. Com relação às geometrias ótimas, a FIGURA 9 mostra o efeito da razão H_0/L_1 sobre a razão $(H_1/L_0)_o$ (uma vez otimizada) para diferentes razões de H_0/L_0 para Re_{Lc} = 10, 100 e 1000. Primeiramente, foi possível notar que o número de Reynolds possui influência sobre o efeito da razão H_0/L_1 sobre $(H_1/L_0)_o$. Também é possível observar que, para Re_{Lc} = 100 e 1000, há um comportamento muito semelhante do efeito de H_0/L_1 sobre $(H_1/L_0)_o$ para H_0/L_0 = 2,0 e 3,0.

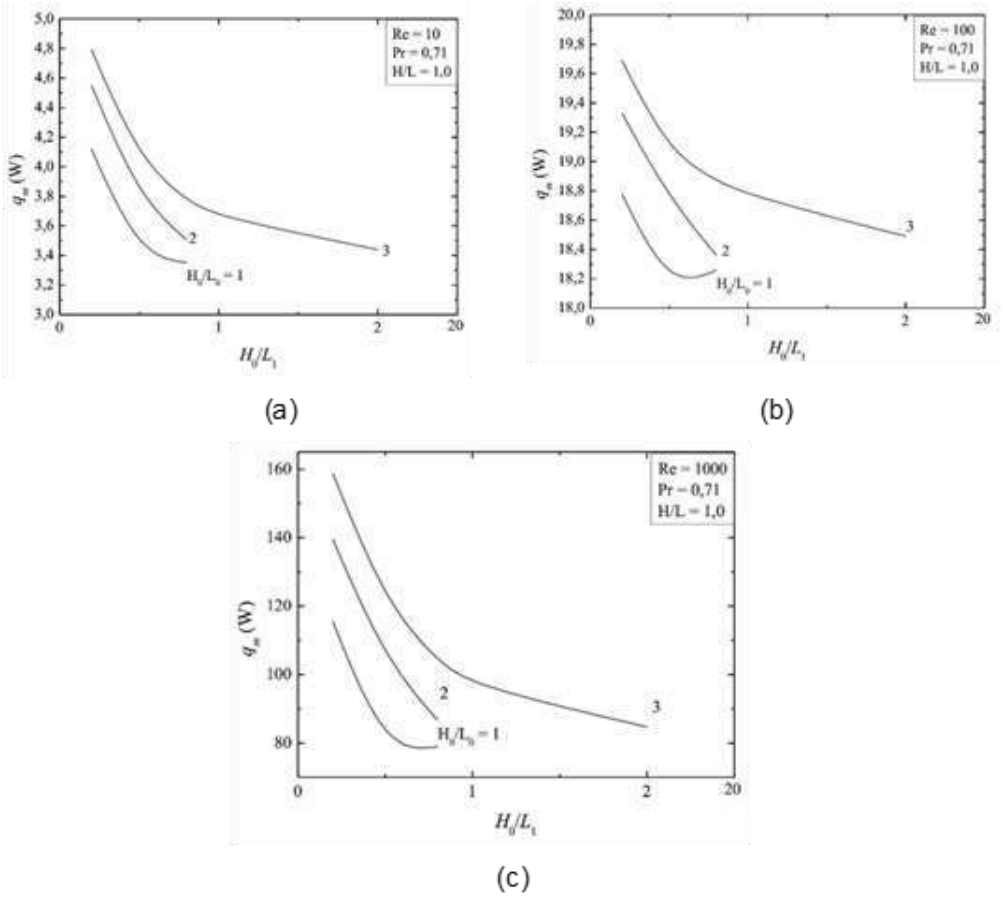


Figura 8: Efeito da razão H_0/L_1 sobre q uma vez maximizada q_m no canal em forma de T e o escoamento para diferentes valores de H_0/L_0: (a) Re_{Lc} = 10; (b) Re_{Lc} = 100; (c) Re_{Lc} = 1000.

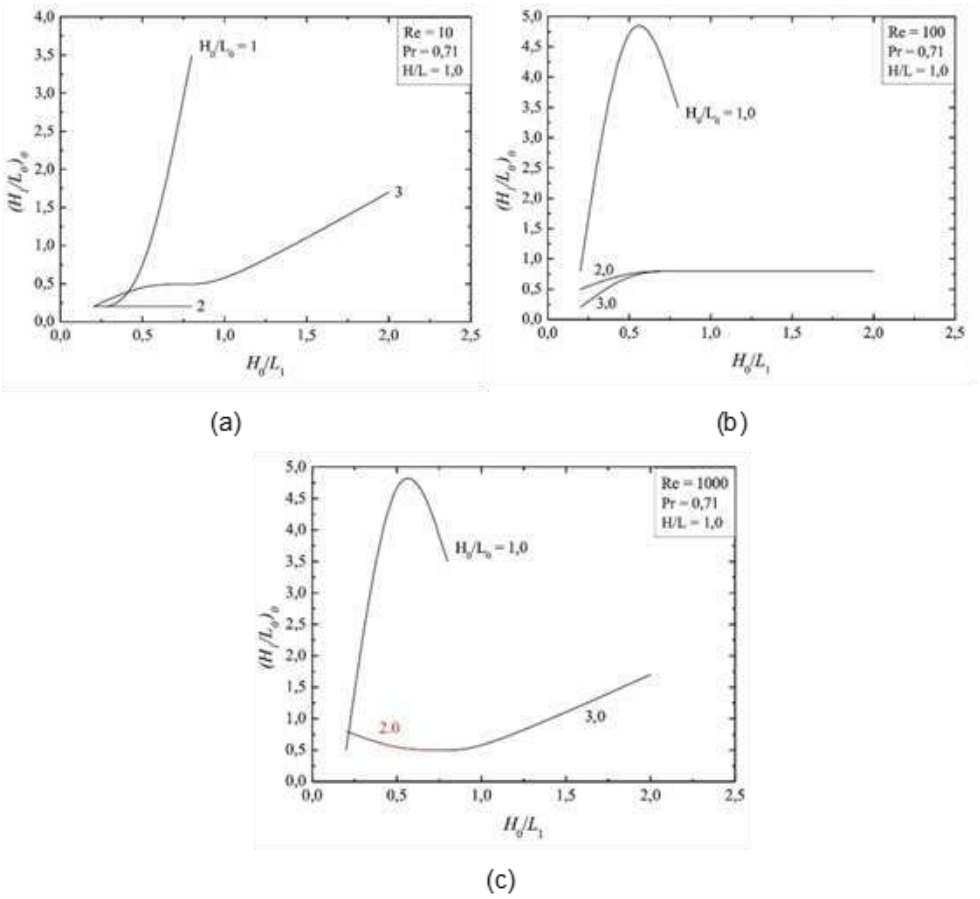


Figura 9: Efeito da razão H_0/L_1 sobre razão uma vez otimizada $(H_1/L_0)_o$ para diferentes valores de H_0/L_0 e três diferentes números de Reynolds: (a) Re_{Lc} = 10; (b) Re_{Lc} = 100; (c) Re_{Lc} = 1000.

As geometrias ótimas obtidas nas FIGURAS 8 e 9 podem ser compiladas no sentido de obter o efeito do número de Reynolds sobre a taxa de transferência de calor três vezes maximizada (q_{mmm}) e as respectivas razões geométricas ótimas: $(H_1/L_0)_{ooo}$, $(H_0/L_1)_{oo}$ e $(H_0/L_0)_o$. Estes resultados são mostrados na FIGURA 10. Pode ser observado que há uma grande influência do número de Reynolds sobre a taxa de transferência de calor três vezes maximizada q_{mmm}, o que era esperado devido ao aumento da intensidade do escoamento. Com relação às geometrias ótimas, é observado que as razões $(H_0/L_0)_o$ e $(H_0/L_1)_{oo}$ são insensíveis à variação do número de Reynolds, enquanto a razão $(H_1/L_0)_{ooo}$ possui grande sensibilidade sobre o desempenho térmico do sistema. Assim, os resultados mostraram que com a variação do Reynolds é mais interessante (do ponto de vista térmico) variar a razão H_1/L_0 para melhorar o desempenho do problema.

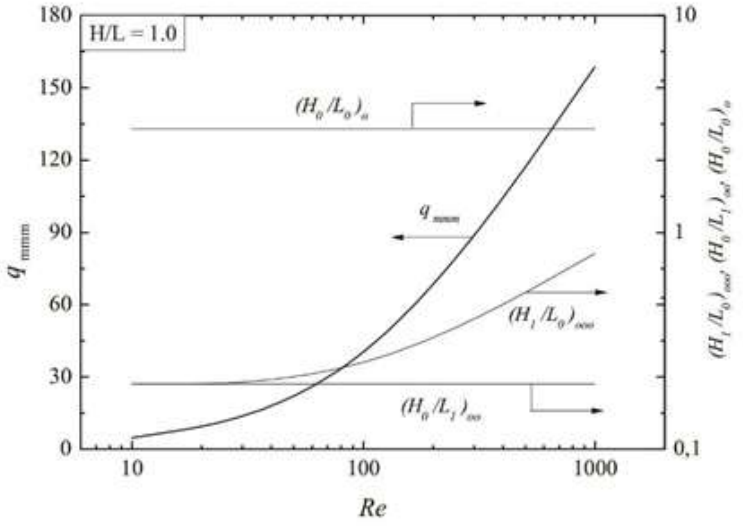


Figura 10: Efeito do número de Reynolds sobre a taxa de transferência de calor máxima e suas respectivas geometrias ótimas.

5. CONCLUSÕES

No presente trabalho foi realizado um estudo numérico relacionado à avaliação geométrica de canais em forma de T submetido a escoamentos incompressíveis, no regime laminar com transferência de calor por convecção forçada, para diferentes números de Reynolds. Para a avaliação geométrica foi empregado o método *Design Construtal* associado ao método de Busca Exaustiva. Para a resolução das equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, foi utilizado o Método de Volumes Finitos (MVF). Em todos os casos a área da secção transversal do canal foi mantida constante (A = 0,25 m²), assim como a área do volume de controle onde o canal está inserido ($A = H \times L$ = 1,0 cm²). Foram considerados três graus de liberdade adimensionais: altura do ramo principal pela largura do ramo principal (H_0/L_0), altura do ramo principal pela largura do ramo secundário (H_0/L_1) e altura do ramo secundário pela largura do ramo principal (H_1/L_0).

Primeiramente, foi possível observar que a aplicação do *Design Construtal* permitiu uma melhoria significativa do desempenho térmico para os diferentes números de Reynolds estudados, ratificando a aplicabilidade do método como uma ferramenta de avaliação em problemas de engenharia. Para se ter uma ordem do ganho, para Re_{Lc} = 10, a diferença percentual de troca térmica entre o melhor e o pior caso foi igual à 53,54% (4,79 W contra 3,13 W). Já para o caso de Re_{Lc} = 100, esta diferença foi menor

e igual a 22,45% (19,69 W contra 16,08 W), enquanto que para Re_{Lc} = 1000 a diferença foi um máximo absoluto de 160% (158 W versus 60,71 W).

Também foi observado que a variação de uma razão geométrica pode afetar a taxa de transferência de calor, bem como, os efeitos de outras razões geométricas sobre o desempenho térmico do problema. Assim, não há um comportamento universal de um efeito de geometria sobre a função objetivo a ser estudada, o que indica a necessidade de avaliação do efeito das razões geométricas para diferentes configurações do canal e diferentes números de Reynolds (que neste caso representa o mecanismo motriz do escoamento).

Os resultados indicaram também que as geometrias ótimas globais foram insensíveis à variação do número de Reynolds para dois dos graus de liberdade estudados: $(H_0/L_0)_o$ = 3,0 e $(H_0/L_1)_{oo}$ = 0,2. Para o outro grau de liberdade, $(H_1/L_0)_{ooo}$ houve um crescimento de $(H_1/L_0)_{ooo}$ = 0,2 quando Re_{Lc} = 10 para $(H_1/L_0)_{ooo}$ = 0,8 quando Re_{Lc} = 1000, mostrando que o mecanismo motriz pode afetar a geometria. Apesar disso, as razões geométricas que serão afetadas devem ser avaliadas pois alguns parâmetros geométricos podem ser insensíveis à variação do mecanismo motriz.

Os resultados mostraram que futuros estudos podem ser desenvolvidos para avaliar a influência geométrica sobre a taxa de transferência de calor para outras situações do escoamento, como escoamentos com transferência de calor por convecção mista, escoamentos turbulentos e outros fluidos de trabalho (com diferentes números de Prandtl).

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] BEJAN, A. **Shape and structure from engineering to nature**. Cambridge, UK. Cambridge University Press, 2000.

[2] BEJAN, A.; ALMOGBEL M. Constructal T-shaped fins. **International Journal of Heat Mass Transfer**, v. 43, n. (12-15), p. 2101-2115, 2000.

[3] BEJAN, A. **Convection heat transfer**. Durham, USA. John Wiley, 2004.

[4] BEJAN, A.; LORENTE, S. **Design with constructal theory**. Hoboken. John Wiley & Sons, 2008.

[5] BEJAN, A.; ZANE J. P. **Design in nature**. New York, USA. Doubleday, 2012.

[6] BISERNI, C.; ROCHA, L. A. O.; STANESCU, G.; LORENZINI, E. Constructal H-shaped cavities according to Bejan's theory. **International Journal of Heat Mass Transfer**, v. 50, n. (11-12), p. 2132-2138, 2007.

[7] DIRKER, J.; LIU, W.; VAN WYK, D.; MEYER, J. P.; MALAN, A. G. Embedded solid state heat extraction in integrated power electronic modules. **IEEE Transactions on Power Electronics**, v. 20, n. 3, p. 694-703, 2005.

[8] HAJMOHAMMADI, M. R.; POOZESH, S.; CAMPO, A.; NOURAZAR, S. S. Valuable reconsideration in the constructal design of cavities. **Energy Conversion and Management**, v. 66, p. 33-40, 2013.

[9] FLUENT (version 13.0), **User Manual.** ANSYS, Inc. 2010.

[11] INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P.; BERGMAN, T. L; LAVINE, A. S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**, tradução da 6° ed. Rio de Janeiro, Brasil. LTC,2008.

[12] LORENZINI G.; ROCHA L. A. O. Constructal design of Y-shaped assembly of fins. **International Journal of Heat Mass Transfer**, v. 49, n. (23-24), p. 4552-4557, 2006.

[13] LORENZINI, G.; ROCHA, L. A. O. Geometric optimization of T-Y-shaped cavity according to constructal design. **International Journal of Heat Mass Transfer**, v. 52, n. (21-22), p. 4683−4688, 2009.

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

[15] VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA W. **An introduction to computational fluid dynamics – the finite volume method**. Pearson. England, 2007.

[16] PATANKAR, S. V. **Numerical heat transfer and fluid flo**w. New York, USA. McGraw Hill, 1980.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Universidade Federal do Rio Grande (FURG) e à Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS) pelo apoio, bem como à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) e ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo suporte financeiro.