



UNIVERSIDADE DO VALE DO TAQUARI - UNIVATES

CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLÓGICAS

CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**TEORIA CONSTRUTAL APLICADA À OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA
DA DISPOSIÇÃO DOS TUBOS DE UM TROCADOR DE CALOR COM
ARRANJO DE TUBOS ALTERNADOS**

Rodolfo Prediger Helfenstein

Lajeado, novembro de 2017

Rodolfo Prediger Helfenstein

**TEORIA CONSTRUTAL APLICADA À OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA
DA DISPOSIÇÃO DOS TUBOS DE UM TROCADOR DE CALOR COM
ARRANJO DE TUBOS ALTERNADOS**

Estudo apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso – Etapa II, do Centro de Ciências Exatas e Tecnológicas, da Universidade do Vale do Taquari - UNIVATES, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Lober Hermany

Lajeado, novembro de 2017

Dedico este trabalho primeiramente a Deus que permitiu que tudo pudesse ser realizado e a minha mãe, Ruthilde Erna Prediger Helfenstein, pelo apoio incondicional em todos os momentos.

AGRADECIMENTO

A Deus que iluminou o meu caminho durante esta caminhada.

Ao professor Dr. Lober Hermany pelas orientações, disponibilidade, amizade, incentivo e pelos conhecimentos transmitidos.

Aos meus pais Ruthilde Erna Prediger Helfenstein e Frederico Helfenstein, pelo incentivo, suporte nas minhas decisões, compreensão nos momentos de dificuldade, pelos cuidados ao longo destes anos e por possibilitarem o meu crescimento pessoal e profissional.

A minha namorada Aline Patrícia Hünemeier pelo amor, carinho, paciência e compreensão.

Aos meus amigos pelos trabalhos realizados, pela amizade desenvolvida durante os anos de estudo, pela troca de experiências, auxílios e por todos os momentos compartilhados durante a formação acadêmica.

Aos professores das disciplinas cursadas durante a graduação, os quais me ajudaram a ampliar meus conhecimentos.

Enfim, a todos que contribuíram direta ou indiretamente para a conclusão deste trabalho.

"Os problemas significativos que enfrentamos não podem ser resolvidos no mesmo nível de pensamento em que estávamos quando os criamos."

Albert Einstein

RESUMO

No cotidiano, é possível deparar-se com situações que envolvam aplicações da transferência de calor desde residências até o ambiente de trabalho. Frequentemente, em processos industriais, faz-se necessária a utilização de trocadores de calor para realização de extração ou adição de calor em fluidos. Atualmente, existem diversos tipos e configurações destes equipamentos, sendo estes aplicados em situações apropriadas. A Teoria Construtal tem como objetivo melhorar as formas geométricas de algum sistema. Podendo-se citar a otimização de estruturas que visa um aumento de transferência de calor através de sua otimização geométrica. Este trabalho teve como principal objetivo a otimização geométrica da disposição dos tubos de um trocador de calor com arranjo de tubos alternados por meio da aplicação da Teoria Construtal. A solução numérica dos problemas propostos foi realizada empregando o *software* ANSYS Fluent, com a finalidade de aumentar a eficiência da transferência de calor dos tubos com os fluidos power-law. Avaliou-se a influência do número de Reynolds (Re) e do índice de comportamento do escoamento (n) sobre o passo longitudinal ótimo, variando Re de 75 a 1200 e n de 0,4 a 1. Os resultados obtidos, para um escoamento com $Pr = 7$, $n = 0,6$ e o Re variando de 75 a 1200, mostram que o aumento do Re influencia positivamente na transferência de calor, devido ao aumento do $\sum Nu$. Observa-se que para os casos nos quais o Re varia de 75 a 300, as distâncias longitudinais ótimas são de 1,95. E os casos com Re igual a 800 e 1200, apresentaram uma distância longitudinal ótima de 2,2. Já a variação do índice de comportamento do escoamento, de 0,4 a 1, em um escoamento com $Pr = 7$ e $Re = 150$ mostra que ocorre um aumento da transferência de calor em função do aumento do n . Os valores das distâncias longitudinais ótimas para os n de 0,4, 0,6 e 1 são de 1,95, e para o n de 0,8 é de 1,8.

Palavras-chave: Otimização geométrica, Teoria Construtal, Trocador de Calor, Arranjo de tubos alternados, fluido power-law.

ABSTRACT

In everyday life, it is possible to encounter situations that involve applications of heat transfer from residences to the work environment. Often in industrial processes, it is necessary to heat exchangers for performing the extraction or addition of heat in fluids. Currently, there are several types and configurations of these equipment, and these are applied in appropriate situations. The Construtal Theory aims to improve the geometric forms of some system. One can cite the optimization of structures that aims at an increase of heat transfer through its geometric optimization. This work had as main objective the geometric optimization of the tube arrangement of a heat exchanger with alternating tube arrangement through the application of the Construtal Theory. The numerical solution of the problems proposed were performed using ANSYS software Fluent, for the purpose of increase the heat transfer efficiency of the tubes with power-law fluids. It was evaluated the influence of Reynolds number (Re) and flow behavior index (n) on the optimum longitudinal pitch ranging Re 75 to 1200 and n is from 0,4 to 1. The results obtained, for a flow with Pr = 7, n = 0,6 and the Re ranging from 75 to 1200, show that the increase of Re influences positively the heat transfer due to the increase of $\sum Nu$. It is observed that for the cases in which the Re varies from 75 to 300, the optimal longitudinal distances are 1,95. And the cases with Re equal to 800 and 1200, presented an optimal longitudinal distance of 2,2. The variation of the flow behavior index, from 0,4 to 1, in a flow with Pr = 7 and Re = 150 shows that an increase in heat transfer occurs as a function of the increase of n. The values of the optimal longitudinal distances for n of 0,4, 0,6 and 1 are 1,95, and the n of 0,8 is 1,8.

Key-words: Geometric optimization, Constructal Theory, Heat Exchanger, Arrangement of alternating tubes, power-law fluid.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Delta do rio Lena no norte da Sibéria x Molde do pulmão humano.....	20
Figura 2 - Curva dos fluidos independente do tempo.....	23
Figura 3 - Circuito térmico de uma parede composta	28
Figura 4 - Circuito térmico de um cilindro composto	28
Figura 5 - Métodos disponíveis	36
Figura 6 - Sequência de trabalho por CAE.....	37
Figura 7 - Arranjo de tubos em uma matriz tubular	39
Figura 8 - Trocador de calor casco tubo um passe no casco e um passe no tubo.....	40
Figura 9 - Metodologia de solução numérica	42
Figura 10 - Conjunto de simulações realizadas	43
Figura 11 - Representação do problema estudado.....	46
Figura 12 - Condições de contorno do problema	46
Figura 13 - Dimensões da geometria do problema.....	47
Figura 14 - Malhas utilizadas para discretizar o problema no estudo de independência de malha	49
Figura 15 - Padrão de fluxo cruzado sobre os cilindros para $Re = 300$, $Pr = 7$ e $n = 0,6$	57
Figura 16 - Campos de velocidade adimensional na direção X para diferentes Sl com $Re = 300$, $Pr = 7$ e $n = 0,6$	58
Figura 17 - Representação do campo de velocidade adimensional na direção X com as condições de periodicidade e simetria adotadas	59
Figura 18 - Linhas de corrente adimensional para diferentes Sl com $Re = 300$, $Pr = 7$ e $n = 0,6$	60
Figura 19 - Campos de temperatura adimensional para diferentes Sl com $Re = 300$, $Pr = 7$ e $n = 0,6$	61
Figura 20 - Distribuição do perfil de velocidade para fluidos power-law em escoamento laminar	62
Figura 21 - Campos da magnitude da velocidade adimensional para diferentes n com $Sl = 1,95$, $Re = 150$ e $Pr = 7$	63

Figura 22 - Linhas de corrente adimensional para diferentes n com $Sl = 1,95$, $Re = 150$ e $Pr = 7$	64
Figura 23 - Campos de temperatura adimensional para diferentes n com $Sl = 1,95$, $Re = 150$ e $Pr = 7$	65

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores típicos das constantes power-law para alguns fluidos não newtonianos ...	24
Tabela 2 - Fatores de incrustação das superfícies interna e externas	31
Tabela 3 - Valores do coeficiente global de transferência de calor em trocadores de calor	32
Tabela 4 - Informações sobre as discretização do domínio.....	49
Tabela 5 - Informações do passo longitudinal ótimo para os Re avaliados	56
Tabela 6 - Informações do passo longitudinal ótimo para os valores de n estudados.....	63

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Comparação do número de Nusselt para as cinco malhas	50
Gráfico 2 - Comparação da velocidade do escoamento para as cinco malhas	51
Gráfico 3 - Comparação entre solução analítica e numérica	53
Gráfico 4 - Relação entre Sl e $\sum Nu$ para os valores de Re avaliados.....	56
Gráfico 5 - Relação entre Sl e $\sum Nu$ para os valores de n estudados	62

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E SÍMBOLOS

A	Área	[m ²]
CAD	Desenho auxiliado por computador	[-]
CAE	Engenharia auxiliada por computador	[-]
c_p	Calor específico	[J/kg.K]
D	Diâmetro	[m]
D/Dt	Operador derivada total	[-]
dy/dx	Taxa de cisalhamento	[s ⁻¹]
h	Coefficiente de transferência por convecção	[W/m ² .K]
k	Condutividade térmica do material	[W/m.K]
L	Comprimento	[m]
M1	Malha 1	[-]
M2	Malha 2	[-]
M3	Malha 3	[-]
M4	Malha 4	[-]
M5	Malha 5	[-]
MDF	Método de Diferenças Finitas	[-]
MEF	Método de Elementos Finitos	[-]
MVF	Método de Volume Finitos	[-]
m	Índice de consistência	[Pa.s ⁿ]
n	Índice de comportamento do escoamento	[-]
Nu	Número de Nusselt	[-]

p	Campo de pressões	[Pa]
Pr	Número de Prandtl	[-]
Q	Taxa de transferência de calor	[W]
r	Raio	[m]
Re	Número de Reynolds	[-]
R_f	Fator de incrustação da superfície	[m ² .K/W]
R_{total}	Resistência térmica total	[m ² .K/W]
St	Distância transversal	[-]
Sl	Distância longitudinal	[-]
Sd	Distância diagonal	[-]
T	Temperatura	[K]
\mathbf{T}	Tensor de tensão total	[Pa]
TEMA	Standards of the Tubular Exchanger Manufactures Association	[-]
T_s	Temperatura da superfície	[K]
T_{viz}	Temperatura da vizinhança	[K]
U	Coefficiente global de transferência de calor	[W/m ² .K]
V	Velocidade	[m/s]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
α	Difusividade térmica	[m ² /s]
Δ	Operador de diferença	[-]
ε	Emissividade	[-]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa.s]
π	Constante matemática Pi	[-]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W/m ² .K ⁴]
$\boldsymbol{\tau}$	Tensor de tensão extra	[Pa]
τ_{xy}	Tensão de cisalhamento	[Pa]
\vec{g}	Campo de acelerações	[m/s ²]
\vec{V}	Vetor velocidade	[m/s]
U_∞	Velocidade de entrada do fluido	[m/s]
∇	Operador nabla	[-]
dT/dx	Gradiente de temperaturas	[K]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	14
1.1 Tema	15
1.2 Problema	15
1.3 Objetivos.....	15
1.3.1 Objetivo geral.....	15
1.3.2 Objetivos específicos.....	16
1.4 Justificativa do trabalho	16
1.5 Delimitação do trabalho.....	17
1.6 Estrutura do trabalho	17
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1 Teoria Construtal	19
2.2 Conceitos fundamentais de mecânica dos fluidos.....	21
2.2.1 Fluido newtoniano	22
2.2.2 Fluido não newtoniano	22
2.2.3 Modelos para fluidos não newtonianos independentes do tempo	23
2.2.4 Número de Reynolds	24
2.3 Princípios fundamentais da transferência de calor	25
2.3.1 Número de Nusselt.....	29
2.3.2 Número de Prandtl.....	29
2.3.3 Coeficiente global de transferência de calor	30
2.4 Modelagem matemática do problema.....	32
2.4.1 Princípio da conservação da massa.....	32

2.4.2 Princípio da conservação da quantidade de movimento.....	33
2.4.3 Equação de conservação da energia	34
2.5 Modelagem numérica	35
2.5.1 Etapas básicas para obter soluções numéricas	37
2.6 Trocadores de calor	38
3 METODOLOGIA.....	41
3.1 Método científico.....	41
3.2 Procedimento metodológico.....	41
4 DESENVOLVIMENTO.....	45
4.1 Definição do problema	45
4.2 Geometria e condições de contorno	46
4.3 Solução numérica.....	48
4.3.1 Estudo de qualidade da malha	48
4.3.2 Verificações do método numérico	52
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES	55
5.1 Influência da variação do número de Reynolds sobre o passo longitudinal ótimo	55
5.2 Influência da variação do índice de comportamento do escoamento sobre o passo longitudinal ótimo.....	61
6 CONCLUSÕES.....	67
REFERÊNCIAS	69

1 INTRODUÇÃO

Diariamente, é possível deparar-se com situações e equipamentos os quais possuem aplicações de transferência de calor, como exemplos pode-se citar o sistema de arrefecimento de um motor, estufas de plantas, ar condicionados, ventilação, trocadores de calor, dentre outros. Este é um processo muito estudado nos cursos de engenharia, os quais procuram entender a forma de funcionamento dos mecanismos de propagação de calor (condução, convecção e radiação), otimizar a transferência de calor em sistemas de aquecimento ou refrigeração, e aplicá-los em projetos, de acordo com suas respectivas áreas de formação.

Frequentemente, em processos industriais se faz necessário a adição ou extração de calor de fluidos. Os trocadores de calor são equipamentos que permitem a troca de calor em fluidos que estão em temperaturas diferentes, permitindo o aquecimento ou resfriamento de um determinado fluido. Como exemplo de aplicação destes dispositivos na indústria, pode-se citar as usinas termelétricas, nas quais, o vapor passa por um trocador de calor antes de retornar a caldeira, e em residências, o ar condicionado, o qual capta o ar do ambiente e o põem em contato com um fluido refrigerante, resfriando o ar, devolvendo-o a uma temperatura menor. Atualmente existem diversos tipos de trocadores de calor, estes estão classificados de acordo com suas aplicações e suas características construtivas. Segundo Blackadder e Nedderman (2004), a disposição mais utilizada é chamada de trocador de casco e tubos (carcaça e tubos).

Tendo sido demonstrada a importância e as aplicações do estudo de transferências de calor no âmbito da engenharia, pode-se citar a Teoria Construtal. Essa teoria tem como objetivo melhorar as formas geométricas de algum sistema, é possível mencionar como um campo de grande importância, o de desenvolvimento de estruturas mais compactas para a transferência

de calor e massa. Vários estudos têm sido realizados utilizando este método, como por exemplo, os citados por Bejan e Lorente (2013), no qual pesquisadores procuraram desenvolver trocadores de calor em forma de árvore para uma alta densidade de transferência de calor em um espaço confinado. Também foram desenvolvidas aletas invertidas, avaliou-se o espaçamento ótimo entre canais submetidos à convecção natural e forçada. Ambos os estudos, visando, de maneira geral, aumentar o contato térmico convectivo entre a parede e o fluido circulante através da otimização geométrica do sistema.

1.1 Tema

O tema central deste trabalho, é verificar a influência do número de Reynolds e do índice de escoamento sobre a disposição geométrica dos tubos que maximize a transferência de calor por meio da aplicação da Teoria Construtal.

1.2 Problema

Os trocadores de calor utilizados nas indústrias em processos de resfriamento ou aquecimento de fluidos, acabam por seguir procedimentos normatizados para o seu dimensionamento, como consequência disso tem-se geometrias, tamanhos e disposições padrões. Esse tipo de dimensionamento resulta em equipamentos que atendem a situação especificada, porém, poderiam atender a uma faixa mais ampla de especificações ou ter suas dimensões reduzidas, dependendo do aumento de sua eficiência de transferência de calor. Desta forma, faz-se necessária a realização de estudos, abordando a metodologia utilizada, análise e resultado obtidos, procurando aumentar a eficiência dos equipamentos a partir de sua otimização geométrica.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo geral

Este trabalho tem como objetivo geral a otimização geométrica da disposição longitudinal dos tubos de um trocador de calor com arranjo de tubos alternados por meio da

aplicação da Teoria Construtal, utilizando a simulação numérica para a resolução dos problemas propostos, com a finalidade de aumentar a eficiência da transferência de calor dos tubos com os fluidos power-law, variando o número de Reynolds de 75 a 1200 e o índice de comportamento do escoamento de 0,4 a 1.

1.3.2 Objetivos específicos

Para alcançar o objetivo geral deste trabalho, destacam-se os seguintes objetivos específicos:

- a) Analisar a influência da disposição dos tubos no processo de transferência de calor;
- b) Realizar a validação do código numérico utilizado;
- c) Realizar o teste da qualidade da malha;
- d) Determinar o espaçamento longitudinal entre fileiras de tubos que maximize a transferência de calor em função do número de Reynolds;
- e) Determinar o espaçamento longitudinal entre fileiras de tubos que maximize a transferência de calor em função do índice de comportamento do escoamento.

1.4 Justificativa do trabalho

As empresas que utilizam trocadores de calor em seu processo industrial, ao realizar a solicitação de um equipamento, normalmente expõe as condições do processo, funções, os fluidos a serem aquecidos ou resfriados, bem como, suas respectivas temperaturas de entrada e saída desejadas. Em geral, são indicados trocadores padrões que supram as condições fornecidas com uma determinada folga para atender possíveis variações que venham a ocorrer durante o processo.

Normalmente, os trocadores de calor são dimensionados conforme a norma TEMA (*Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*), resultando assim, em geometrias, espaçamentos e tamanhos padronizados, e conseqüentemente, não são avaliados

pontos ótimos de transferência de calor, por exemplo, que poderiam resultar em um aumento de sua eficiência energética. Com base nisso, vê-se a necessidade da realização de estudos de otimização geométrica em trocadores de calor.

1.5 Delimitação do trabalho

Este trabalho visa a realização única e exclusiva do estudo teórico e numérico sobre a otimização geométrica da disposição longitudinal dos tubos de um trocador de calor com arranjo de tubos alternados por meio da aplicação da Teoria Construtal, não incluindo o dimensionamento do trocador de calor. O estudo numérico foi realizado no *software* ANSYS Fluent, conforme os casos definidos a serem estudados, foram utilizados fluidos power-law com escoamento laminar em regime permanente de fluidos incompressíveis. Não foi estudado o material, a mão de obra, viabilidade ou o custo para a sua realização, bem como os acúmulos de impurezas nas superfícies dos tubos.

1.6 Estrutura do trabalho

O trabalho encontra-se dividido em seis capítulos. Neste (capítulo um) foram apresentados o tema em estudo, o problema, os objetivos, a justificativa, a delimitação do trabalho e a estrutura do trabalho.

No capítulo dois, apresenta-se o referencial teórico sobre a Teoria Construtal, os conceitos fundamentais de mecânica dos fluidos, os princípios fundamentais da transferência de calor, a modelagem matemática e numérica, e por fim, uma breve explanação sobre trocadores de calor. No capítulo três, aborda-se a classificação da pesquisa científica e a metodologia que foi utilizada para o desenvolvimento do trabalho, onde, todas as atividades que foram realizadas estão descritas.

O capítulo quatro apresenta as etapas necessárias para a realização do estudo numérico proposto neste trabalho, abordando a definição do problema, da geometria, das condições de contorno, da solução numérica, do estudo de qualidade da malha e da validação do método numérico.

No capítulo cinco, são apresentados e discutidos os resultados obtidos neste trabalho, avaliando a influência do número de Reynolds e do índice de comportamento do escoamento sobre o passo longitudinal ótimo. E por fim, no capítulo seis, são expostas as conclusões e considerações finais acerca do estudo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

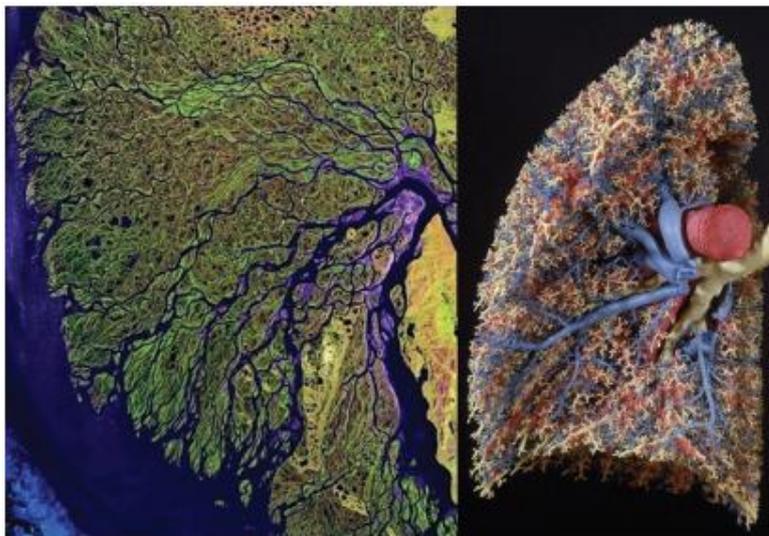
Neste capítulo serão abordados os principais conceitos e ferramentas amplamente difundidas e contempladas por diversos autores de obras e artigos voltados ao tema em estudo, o qual abrange o conceito de Teoria Construtal, de mecânica dos fluidos, os princípios fundamentais da transferência de calor, a modelagem matemática e numérica e trocadores de calor.

2.1 Teoria Construtal

Segundo Fagundes (2016), a Teoria Construtal tem como base a ideia de que o design de estruturas naturais é um fenômeno físico universal, podendo ser exemplificado através de pequenos sistemas, como um floco de neve e raios, até sistemas maiores, como o tráfego de grandes cidades, onde ambos possuem basicamente os mesmos formatos estruturais, conforme é apresentado na Figura 1. "Os sistemas são parecidos devido à essa tendência universal do qual os sistemas de fluxo são parte, a fim de maximizar os acessos aos fluxos ou de diminuir as resistências ao escoamento" (FAGUNDES, 2016, p.5).

Esse não é apenas um princípio físico no qual a forma geométrica e a estrutura são deduzidas e que servem para mostrar que as formas da natureza são geradas deterministicamente, mas também um método de engenharia para avaliação das geometrias em qualquer sistema de fluxo, desde problemas de mecânica dos fluidos e transferência de calor a problemas de mecânica dos sólidos (Bejan; Lorente, 2006 apud Goullart, 2014 p. 41).

Figura 1 - Delta do rio Lena no norte da Sibéria x Molde do pulmão humano



Fonte: BEJAN; LORENTE, 2013, p. 2.

Bejan e Lorente (2013), explicam que a termodinâmica é o ramo dedicado a descrever, projetar e aperfeiçoar sistemas encontrados na natureza e dispositivos utilizados no cotidiano. A termodinâmica tem como base duas leis, a primeira rege o princípio de conservação de energia aplicada em um sistema, e a segunda expressa a quantidade de entropia gerada em um sistema, ou seja, a presença de irreversibilidades. Ambas as leis são aplicadas a um sistema qualquer, que não possui forma, tamanho ou estrutura especificada, não contemplando de maneira total os sistemas naturais. Desta maneira, para explicar os sistemas naturais, deve se incluir na termodinâmica um princípio adicional, que abranja os fenômenos de ocorrência e evolução de forma, esta adição é chamada de Lei Construtal.

O conceito de Lei Construtal foi definido por Bejan em 1996 como: "Para que um sistema de fluxo de tamanho finito persista no tempo (para viver), sua configuração deve evoluir de tal maneira que proveja um maior e melhor acesso às correntes que fluem através dele" (BEJAN; LORENTE, 2010, p. 1335).

De acordo com Bejan e Lorente (2013), todos os sistemas (animados ou inanimados) que fluem, procuram maneiras de facilitar o acesso aos seus fluxos ou diminuir as resistências que lhes são impostas, essas modificações ocorrem sempre (evolução), ressaltando assim, que o fenômeno de design é dinâmico e não estático. Estas variações são regidas pela Lei Construtal.

A Lei Construtal pode ser aplicada no campo da engenharia, em situações que possuam fluxo e que se faz necessária a otimização de geometrias, como por exemplo, a transferência de calor entre dois meios com diferença de temperatura.

O Construtal Design é um método empregado para a obtenção de formas geométricas ótimas de sistemas submetidos a alguma espécie de fluxo. De acordo com este método, o fluxo é maleável e a geometria é deduzida a partir de um princípio de maximização do desempenho global. Além disso, a geometria deve ser submetida a restrições globais e variada de acordo com seus graus de liberdade (BEJAN, 2000 apud GOMES, 2014, p. 22).

Conforme Bejan e Lorente (2013), um campo importante para a aplicação do Construtal Design é o de desenvolvimento de arquiteturas compactas para transferência de calor e massa. Esse tipo de pesquisa começou avaliando o espaçamento ótimo para canais submetidos à convecção natural e forçada, e no desenvolvimento de trocadores de calor em forma de árvore para uma alta densidade de transferência de calor em um espaço confinado, esta atividade tem continuado em várias frentes, como por exemplo, no desenvolvimento de aletas invertidas, que visam aumentar o contato térmico convectivo entre a parede e o fluido circulante.

De acordo com Gomes (2014), para a aplicação do Construtal Design na otimização geométrica de determinado sistema, faz se necessário:

- Um objetivo (a grandeza a ser otimizada);
- Graus de liberdade;
- Restrições geométricas.

2.2 Conceitos fundamentais de mecânica dos fluidos

Para a realização do estudo e análise de trocadores de calor é necessário a definição e compreensão da natureza dos fluidos utilizados nestes dispositivos e as características de seu escoamento. Pois estas, em conjunto com variáveis geométricas e do processo de transferência de calor, influenciam na eficiência do trocador de calor.

De acordo com Çengel e Cimbala (2006), uma substância que se encontra no estado líquido ou gasoso é chamada de fluido, sendo um sólido distinguido de um fluido a partir de sua capacidade a resistir a uma tensão de cisalhamento. O sólido resistindo a tensão aplicada

sobre ele e o fluido deformando-se continuamente, enquanto sobre a influência da tensão, não importando a sua grandeza.

Fox et al. (2010), explicam que todo fluido que for submetido a uma tensão de cisalhamento escorrerá, pois ele terá uma taxa de cisalhamento. A relação entre a taxa e a tensão de cisalhamento classifica os fluidos em newtonianos e não newtonianos.

2.2.1 Fluido newtoniano

Segundo Fox et al. (2010), os fluidos que possuem uma relação proporcional entre a tensão de cisalhamento e a taxa de deformação são fluidos newtonianos. Esses são os tipos mais comuns de fluidos, tendo como exemplo, o ar e a água. A equação que os descrevem é a seguinte:

$$\tau_{x,y} = \mu \frac{dy}{dx} \quad (1)$$

Onde $\frac{dy}{dx}$ é a taxa de cisalhamento (s^{-1}), μ é a viscosidade dinâmica ou absoluta (Pa.s) e $\tau_{x,y}$ é a tensão de cisalhamento (Pa).

2.2.2 Fluido não newtoniano

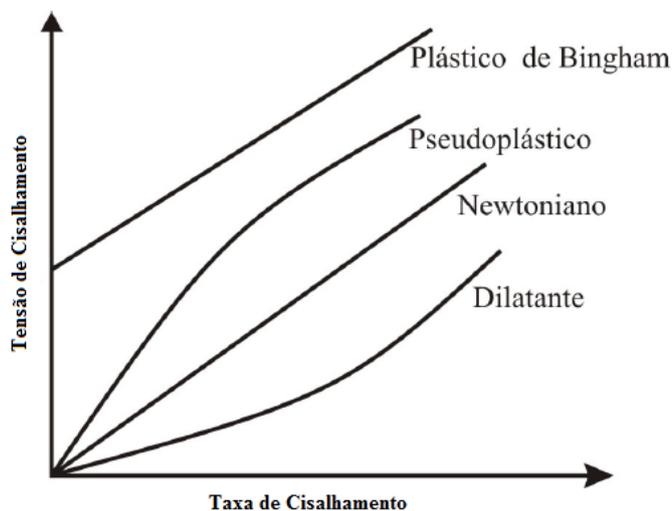
Fox et al. (2010), explicam que a diferença entre os fluidos newtonianos e não newtonianos é que a relação entre a tensão de cisalhamento e a taxa de deformação nos fluidos não newtonianos não são diretamente proporcionais.

Muitos fluidos comuns apresentam comportamento não newtoniano, pode-se citar como exemplos o creme dental, ketchup, polpa de frutas, fluidos de perfuração de poços de petróleo, etc. Segundo Fox et al. (2010), os fluidos não newtonianos são geralmente classificados como tendo um comportamento viscoelástico, dependente ou independente do tempo.

De acordo com Chhabra e Richardson (2008), os fluidos com comportamento independente do tempo ainda podem ser classificados em pseudoplástico, plástico de Bingham e dilatante, as curvas de fluxo para estes três tipos de comportamento são mostradas na Figura

2, também está ilustrado o comportamento dos fluidos newtonianos. Os fluidos com comportamento dependente do tempo podem ser subdivididos em duas categorias: tixotrópico e reopético.

Figura 2 - Curva dos fluidos independente do tempo



Fonte: Adaptado de Gotschlich, 2011, p. 7.

2.2.3 Modelos para fluidos não newtonianos independentes do tempo

De acordo com Gotschlich (2011), os fluidos não newtonianos independentes do tempo, apresentam taxas de cisalhamento dependentes da tensão de cisalhamento aplicada. Podem ter seu comportamento descrito pelos seguintes modelos: power-law ou modelo Ostwald-de-Waele, plásticos de Bingham, Herschel-Bulkley e o modelo de Casson.

Segundo Gotschlich (2011), os fluidos que seguem o modelo do plástico de Bingham, só se diferenciam dos fluidos newtonianos, pois precisam vencer uma tensão limite para começar a escoar. "Em tensões menores que a tensão limite de escoamento, o fluido tem comportamento sólido e para tensões maiores tem comportamento líquido" (GOTSCHLICH, 2011, p.6). Exemplos deste fluido são a margarina e o sabonete líquido. Já o modelo de Herschel-Bulkley, de acordo com Gotschlich (2011), é uma correlação geral utilizada para descrever os comportamentos dos fluidos não newtonianos independentes do tempo, sendo adequado para vários fluidos da indústria alimentícia. Além deste modelo, existem muitos outros, como o modelo de Casson, que é utilizado pela indústria de chocolate e cacau.

Os fluidos independentes do tempo e que não necessitam de uma tensão de cisalhamento inicial para escoar, de acordo com Chhabra e Richardson (2008), tem o seu comportamento descrito pelo modelo de power-law ou modelo Ostwald-de-Waele. Este é um dos modelos reológicos mais utilizados para descrever o comportamento dos fluidos em grandes faixas de taxa de deformação. O modelo de power-law é representado pela seguinte equação:

$$\tau_{x,y} = m \left(\frac{dy}{dx} \right)^n \quad (2)$$

Onde $\frac{dy}{dx}$ é a taxa de cisalhamento (s^{-1}), $\tau_{x,y}$ é a tensão de cisalhamento (Pa), m é o índice de consistência ($Pa \cdot s^n$) e n é o índice de comportamento do escoamento. Conforme Gotschlich (2011), os fluidos que seguem o modelo power-law podem ser classificados como pseudoplásticos ($n < 1$) e dilatantes ($n > 1$), onde a viscosidade aumenta ou diminui, respectivamente, com o aumento da taxa de cisalhamento. São exemplos de fluidos pseudoplástico o chocolate derretido, a mostarda e o ketchup.

De acordo com Chhabra e Richardson (2008), cada fluido não newtoniano é único e seu comportamento reológico deve ser avaliado diretamente, a Tabela 1 apresenta alguns valores das constantes power-law (m e n) para uma variedade de substâncias:

Tabela 1 - Valores típicos das constantes power-law para alguns fluidos não newtonianos

Fluidos não newtonianos	Temperatura (K)	$n(-)$	$m(Pa \cdot s^n)$
Purê de banana	293-315	0,33 - 0,5	4-10
Chocolate	303	0,5	0,7
Sangue humano	300	0,9	0,004
Maionese	298	0,6	5-100
Ketchup	295	0,24	33
Iogurte	293	0,5-0,6	25
Poliestireno	463-498	0,25	$1,5 - 4,5 \times 10^4$
Polipropileno	453-473	0,4	$4,5 - 7 \times 10^3$
Nylon	493-508	0,65	$1,8-2,6 \times 10^3$
Pasta de dentes	298	0,28	120

Fonte: Adaptado de Chhabra e Richardson, 2008, p. 10.

2.2.4 Número de Reynolds

Segundo Fox et al. (2010), o parâmetro adimensional chamado de número de Reynolds (Re) é um critério utilizado para determinar o regime de escoamento do fluido em ou sobre tubos, sendo uma relação entre as forças de inércia e as forças viscosas. O regime do

escoamento pode ser classificado em laminar, de transição ou turbulento, dependendo do valor de Re . O número de Reynolds é expresso por:

$$Re = \frac{\rho VL}{\mu} \quad (3)$$

Onde ρ é a massa específica (kg/m^3), L o comprimento característico (m), μ a viscosidade dinâmica (Pa.s) e V a velocidade (m/s). É importante ressaltar que essa equação determina o regime de escoamento para fluidos newtonianos.

A equação que corresponde ao número de Reynolds para fluidos não newtonianos, conforme o modelo power-law, é expressa da seguinte forma, de acordo com Rao et al. (2010):

$$Re = \frac{\rho U_{\infty}^{2-n} (D)^n}{m} \quad (4)$$

Onde m é o índice de consistência (Pa.s^n), n o índice de comportamento do escoamento, D o diâmetro do cilindro (m) e U_{∞} a velocidade de entrada do fluido (m/s).

2.3 Princípios fundamentais da transferência de calor

Para o estudo e análise de trocadores de calor se faz necessário a definição e compreensão dos mecanismos de transferência de energia térmica presente nestes equipamentos, bem como, os conceitos de camada-limite, os parâmetros adimensionais e o coeficiente global de transferência de calor.

De acordo com Schmidt et al. (2004), a transferência de calor procura identificar as condições que influenciam na taxa de transferência de energia entre fluidos e sólidos, podendo prever assim, a taxa de transferência de calor e a distribuição de temperaturas em sistemas e equipamentos.

Para que haja transferência de calor deve existir um diferencial de temperaturas entre os corpos/meios, podendo o calor ser transmitido através de três diferentes formas: condução, convecção e radiação. Incropera et al. (2008), descrevem a condução como a transferência de energia entre partículas das mais energéticas para as menos energéticas por meio de interações entre as partículas. A equação que rege este fenômeno é denominada Lei de Fourier, ela

"estabelece que o fluxo de calor é diretamente proporcional ao valor da componente do gradiente de temperatura na direção daquele fluxo" (SCHMIDT et al. 2004, p. 9), podendo ser representada por:

$$Q_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (5)$$

Sendo Q_{cond} a taxa de transferência de calor por condução (W), A a área de transferência de calor (m^2), k é a condutividade térmica do material (W/m.K) e $\frac{dT}{dx}$ o gradiente de temperaturas.

A transferência de calor por convecção, segundo Incropera et al (2008), ocorre através de dois fenômenos: a difusão e o movimento global do fluido. O primeiro fenômeno "[..] é a condução de energia através do fluido devido à presença de um gradiente de temperatura dentro do fluido" (SCHMIDT et al., 2004 p. 10). O segundo ocorre por meio do movimento do fluido de uma posição para a outra, que de acordo com Schmidt et al. (2004), está associado com as características termofísicas de condução e de escoamento do fluido.

De acordo com Incropera et al. (2008), os conceitos de camada-limite são de grande importância para compreender o fenômeno de transferência de calor por convecção, sendo elas as camadas limites de velocidade, térmica e de concentração. A camada limite de velocidade se desenvolve sempre que um fluido escoar sobre uma superfície. A sua importância está relacionada com os efeitos de atrito sobre a superfície, sendo utilizada para a determinação do coeficiente de atrito local. Já a camada limite térmica se desenvolve se houver diferença entre a temperatura da superfície da placa e do fluido, sendo utilizada para determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção. E a camada limite de concentração se desenvolve, por exemplo, quando uma mistura binária estiver escoando sobre uma superfície e houver diferença de concentração entre a espécie da superfície e da corrente livre. Ela é utilizada para determinar o coeficiente de transferência de massa por convecção. "Para o engenheiro, as principais manifestações das três camadas-limites são, respectivamente, o atrito superficial, a transferência de calor por convecção e a transferência de massa por convecção" (INCROPERA et al. 2008, p. 223).

O movimento do fluido pode ser classificado em convecção forçada ou natural. A convecção é dita forçada quando se faz uso de um dispositivo ou equipamento para que ocorra a movimentação do fluido e é denominada convecção natural o movimento que é induzido por

forças de empuxo criadas no fluido devido a diferentes densidades causadas por variações de temperatura no fluido, explicam Incropera et al. (2008).

Segundo Schmidt et al. (2004), a transferência de energia para/ou do fluido vai fazer com que a temperatura média do fluido varie conforme ele escoar no tubo. A taxa de transferência de energia é obtida pela equação denominada lei de resfriamento de Newton:

$$Q_{conv} = hA\Delta T \quad (6)$$

No qual, Q_{conv} é a taxa de transferência de calor (W), ΔT é a diferença de temperaturas (K) e h é o coeficiente de transferência por convecção (W/m².K).

A terceira forma pela qual ocorre a transferência de calor é denominada radiação, a qual é definida por Incropera et al. (2008) como a energia emitida pela matéria, sendo transportada a partir de ondas eletromagnéticas, não necessitando de um meio material para que ocorra. A expressão que descreve a taxa de transferência de calor por radiação é:

$$Q_{rad} = \varepsilon\sigma A(T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (7)$$

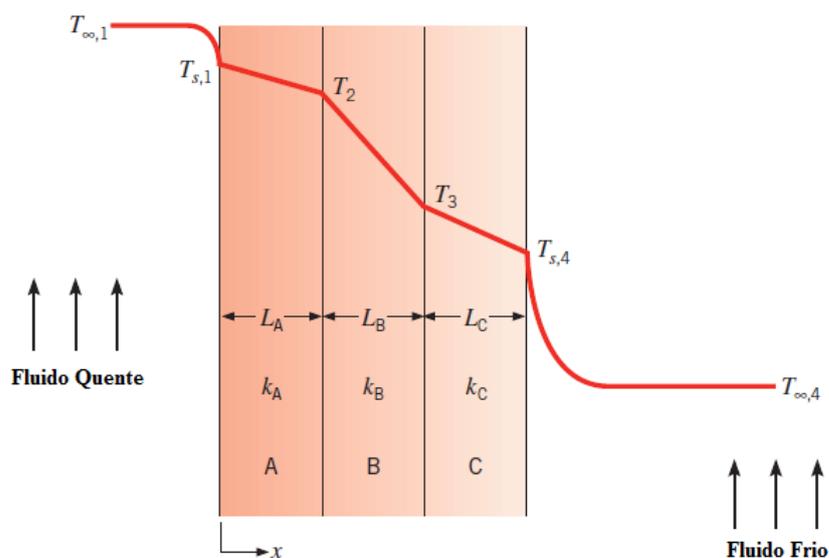
Onde Q_{rad} é a taxa de transferência de calor por radiação (W), ε a emissividade, que varia de 0 a 1, T_s é a temperatura da superfície (K) e T_{viz} a temperatura da vizinhança (K). O símbolo σ representa a constante de Stefan-Boltzmann, a qual equivale a $5,67 \times 10^{-8}$ W/m².K⁴.

Inicialmente, ambos os fenômenos são estudados de forma isolada/separada, porém, em situações reais, ambos atuam em conjunto, devendo ser estudados como tal através da rede de resistências térmicas que compõem determinado sistema. Essa situação pode ser exemplificada a partir da Figura 3, a qual representa uma parede composta, que possui convecção em ambos os lados, esta é formada por camadas de diferentes materiais, os quais formam uma quantidade qualquer de resistências térmicas.

Desta forma, a resistência térmica total (R_{total}) do sistema apresentando na Figura 3 pode ser representada da seguinte maneira:

$$R_{total} = \frac{1}{h_1A} + \frac{L_a}{k_aA} + \frac{L_b}{k_bA} + \frac{L_c}{k_cA} + \frac{1}{h_4A} \quad (8)$$

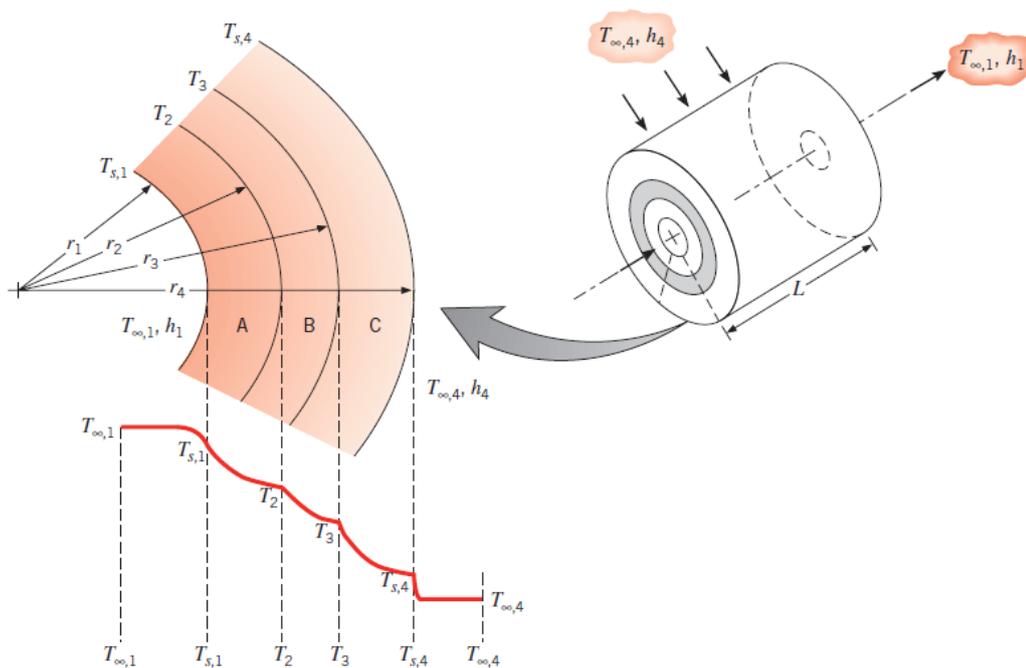
Figura 3 - Circuito térmico de uma parede composta



Fonte: Adaptado de Incropera et al., 2011, p. 116.

A mesma lógica é utilizada no sistema representado pela Figura 3, é aplicada caso forem adicionados mais materiais/isolantes ao sistema e também a outras formas geométricas, como cilindros, conforme exemplo da Figura 4.

Figura 4 - Circuito térmico de um cilindro composto



Fonte: Adaptado de Incropera et al., 2011, p. 138.

A resistência térmica total (R_{total}) da Figura 4 pode ser representada pela seguinte equação:

$$R_{total} = \frac{1}{h_1 2\pi r_1 L} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_a 2\pi L} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_b 2\pi L} + \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{k_c 2\pi L} + \frac{1}{h_4 2\pi r_4 L} \quad (9)$$

Onde R_{total} é a resistência térmica total do sistema ($m^2.K/W$), r é o raio do cilindro (m), L é o comprimento (m), h é o coeficiente de transferência por convecção ($W/m^2.K$), k é a condutividade térmica do material ($W/m.K$) e π é uma constante matemática que equivale a 3,1415.

2.3.1 Número de Nusselt

De acordo com Çengel e Ghajar (2012), o parâmetro adimensional conhecido como o número de Nusselt (Nu), representa o valor da transferência de calor por convecção de um fluido em relação a condução do mesmo fluido em uma determinada superfície. Um número de Nusselt igual a 1, por exemplo, representa que a transferência de calor em um determinado comprimento é totalmente realizada por condução. O número de Nusselt é expressado pela seguinte equação:

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (10)$$

Onde h é o coeficiente convectivo ($W/m^2.K$), k o coeficiente de condutividade térmica ($W/m.K$) e L o comprimento característico (m).

2.3.2 Número de Prandtl

Segundo Çengel e Ghajar (2012), o parâmetro adimensional do número de Prandtl (Pr) descreve as espessuras das camadas limites térmica e hidrodinâmica. Para gases, o número de Prandtl tem valor próximo a 1, o que representa que tanto a quantidade de movimento quanto a de calor se dissipam na mesma taxa. Nos metais, o calor se difunde rapidamente ($Pr < 1$) e lentamente nos óleos ($Pr > 1$), em relação a quantidade de movimento. "Portanto, a camada limite térmica é muito mais espessa para metais líquidos e muito mais fina para óleos em relação

a camada hidrodinâmica" (ÇENGEL; GHAJAR, 2012, p. 384). O número de Prandtl pode ser representado da seguinte forma:

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{uc_p}{k} \quad (11)$$

Onde v é a viscosidade cinemática (m/s^2), α é a difusividade térmica (m/s^2), u é a viscosidade dinâmica (Pa.s), k a condutividade térmica (W/m.K) e c_p o calor específico (J/kg.K). Esta equação é válida para a determinação do número de Prandtl apenas para fluidos newtonianos.

A equação que corresponde ao número de Prandtl para fluidos não newtonianos, conforme o modelo power-law, é expressa da seguinte forma, de acordo com Bharti et al. (2008):

$$Pr = \frac{c_p m}{k} \left(\frac{U_\infty}{D} \right)^{n-1} \quad (12)$$

Onde m é o índice de consistência (Pa.sⁿ), n é o índice de comportamento do escoamento, D o diâmetro do cilindro (m) e U_∞ é a velocidade de entrada do fluido (m/s).

2.3.3 Coeficiente global de transferência de calor

Conforme Çengel e Ghajar (2012), um trocador de calor envolve, geralmente, um fluido quente e um frio separados por uma parede. A transferência de calor neste sistema ocorre a partir do fluido quente, o qual transmite calor para a parede por convecção e através desta por condução e, por fim, ocorre a transferência de calor da parede para o fluido frio, novamente por convecção. A determinação do coeficiente global de transferência de calor é uma etapa essencial em análises de trocadores de calor, sendo ele definido por Incropera et al. (2008) em função das resistências térmicas totais a transferência de calor entre dois fluidos.

Na análise dos trocadores de calor, é adequado unir as resistências térmicas que se encontram no caminho do fluxo de calor. Além das variáveis já apresentadas, é necessário considerar os acúmulos de impurezas nas superfícies, de acordo com Çengel e Ghajar (2012), as incrustações presentes na superfície representam uma camada de resistência térmica

adicional, dificultando assim a transferência de calor, sendo estas formadas mais comumente por precipitados sólidos dos fluidos, esse fator de incrustação depende da:

- Temperatura de funcionamento, aumentando com o aumento da temperatura;
- Velocidade dos fluidos, aumentando com a diminuição da velocidade;
- Qualidade do fluido, para evitar isso, o fluido é tratado e o conteúdo sólido removido antes de entrar no sistema;
- Tempo de serviço.

"A relação para o coeficiente global de transferência de calor dada é válida para superfícies limpas e precisa ser modificada para levar em conta os efeitos das incrustações nas superfícies internas e externas dos tubos" (ÇENGEL; GHAJAR, 2012, p. 636). A equação, para trocadores do tipo casco e tubo não aletados, pode ser representada como:

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kL} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (13)$$

Onde, $R_{f,i}$ e $R_{f,o}$ são os fatores de incrustação das superfícies internas e externas ($\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$) respectivamente, os quais estão listados na Tabela 2, h_i e h_o ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$) os coeficientes de convecção interno e externo, k o coeficiente de condução ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$), a relação D_o/D_i representa a razão entre o diâmetro externo e interno dos tubos de troca e A_i e A_o (m^2) são as áreas das superfícies internas e externas dos tubos que podem estar expostas ao fluídos. A Tabela 3 apresenta alguns valores de U ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$) que podem ser utilizados inicialmente.

Tabela 2 - Fatores de incrustação das superfícies interna e externas

Fluidos	R_f ($\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$)
Água destilada, água-marinha, águas fluviais, água de alimentação de caldeiras:	
Abaixo de 50°C	0,0001
Acima de 50°C	0,0002
Óleo combustível	0,0009
Vapor (livre de óleo)	0,0001
Refrigerantes (líquidos)	0,0002
Refrigerantes (vapor)	0,0004
Vapores de álcool	0,0001
Ar	0,0004

Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar, 2012, p. 636.

Tabela 3 - Valores do coeficiente global de transferência de calor em trocadores de calor

Tipo de trocador de calor	U (W/m ² .K)
Água-água	850-1.700
Água-óleo	100-350
Água-gasolina ou querosene	300-1.000
Aquecedores de água de alimentação	1.000-8.500
Vapor-óleo combustível leve	200-400
Vapor-óleo combustível pesado	50-200
Condensador de vapor	1.000-6.000
Condensador de (resfriado a água)	300-1.000
Condensador de (resfriado a água)	800-1.400
Condensador de (resfriado a água)	250-700
Gás-Gás	10-40

Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar, 2012, p. 635.

2.4 Modelagem matemática do problema

Para o estudo e análise do trocador de calor, é necessário a solução simultânea das equações de balanço, que são chamadas de equação de conservação.

"Essas equações traduzem matematicamente os quatro princípios de conservação mais importantes da mecânica, o princípio de conservação de massa, de quantidade de movimento, de quantidade de movimento angular e energia" (HERMANY, 2012, p. 6).

Os princípios de conservação que serão brevemente apresentados são os seguintes:

- Conservação de massa (equação da continuidade);
- Conservação de momento ou da quantidade de movimento (2ª lei de Newton);
- Conservação de energia (primeira lei da termodinâmica).

Segundo Fortuna (2012), as equações podem ser simplificadas, visando reduzir as dificuldades de sua resolução, estas simplificações dependem das propriedades do fluido e do escoamento.

2.4.1 Princípio da conservação da massa

"Na ausência de fontes de massa (ou simplesmente fontes) ou de locais pelos quais a massa possa desaparecer (sorvedouros), toda a massa que entra em um sistema deve sair e/ou se acumular no sistema" (FORTUNA, 2012, p. 253).

Conforme Çengel e Ghajar (2012), a conservação de massa, equação da continuidade ou balanço de massa, tem como princípio básico que a energia não pode ser criada ou destruída, e durante uma análise, toda a massa deve ser avaliada. Em um escoamento em regime estacionário, a quantidade de massa no volume de controle deve permanecer constante, podendo, sua conservação ser representada por:

$$\left[\begin{array}{c} \text{Taxa de fluxo de massa} \\ \text{entrando no volume de controle} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Taxa de fluxo de massa} \\ \text{saindo do volume de controle} \end{array} \right]$$

A equação da conservação de massa pode ser expressa como:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (14)$$

Onde $\frac{D\rho}{Dt}$ é a variação da densidade do fluido (kg/m^3), $\rho \nabla \cdot \vec{V}$ é a taxa de variação da massa por unidade de volume.

Quando se consideram escoamentos de fluidos em regime permanente e um fluido com massa específica constante (incompressível), a equação da conservação de massa se reduz a:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (15)$$

Onde \vec{V} representa o vetor velocidade (m/s).

2.4.2 Princípio da conservação da quantidade de movimento

De acordo com Fortuna (2012), as equações de conservação da quantidade de movimento são obtidas através da aplicação da segunda lei de Newton, "[...] a taxa de variação temporal de momento do fluido é igual a resultante das forças que atuam no fluido" (FORTUNA, 2012, p. 245).

$$\left[\begin{array}{c} \text{Taxa de variação temporal} \\ \text{do momento de uma partícula} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Resultante das forças} \\ \text{que agem sobre essa partícula} \end{array} \right]$$

O princípio da conservação da quantidade de movimento estabelece que a taxa líquida de quantidade de movimento que atravessa o sistema, somada a todas as forças de superfície que atuam no sistema e todas as forças de corpo que agem

neste sistema, é igual a taxa de aumento de quantidade de movimento no sistema (HERMANY, 2012, p. 8).

A equação da quantidade de movimento para escoamentos sem atrito ou equação de Euler pode ser expressa por:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \text{div}(\mathbf{T}) + p\vec{g} \quad (16)$$

Onde \mathbf{T} é o tensor de tensão total (Pa), $p\vec{g}$ como força atuante no corpo e o termo $\rho \frac{D\vec{V}}{Dt}$ representa as forças de inércia.

Considerando-se um fluido com massa específica constante (incompressível) e em regime de escoamento permanente, tem-se a seguinte equação da quantidade de movimento:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla p + \text{div}(\boldsymbol{\tau}) + \rho\vec{g} \quad (17)$$

Onde ρ é a massa específica (kg/m^3), \vec{g} é o campo de acelerações (m/s^2), p é o campo de pressões (Pa), $\boldsymbol{\tau}$ é o tensor de tensão extra (Pa) e o termo $\rho \frac{D\vec{V}}{Dt}$ representa as forças de inércia.

2.4.3 Equação de conservação da energia

Conforme Fortuna (2012), a energia total no elemento de fluido corresponde ao somatório da energia interna do fluido, a qual origina-se da vibração das moléculas que o compõem, e da energia cinética de translação do fluido, que provém de seu movimento.

De acordo com Çengel e Ghajar (2012), em um escoamento em regime estacionário, o somatório da quantidade de energia, independentemente do tipo, que entra em um volume de controle deve ser o mesmo valor do somatório de energia que deixa o sistema, ou seja, a quantidade de energia presente em um sistema é igual a diferença da energia que entra e sai deste.

$$\left[\begin{array}{c} \text{Energia que} \\ \text{entra no sistema} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{Energia que} \\ \text{deixa o sistema} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Energia presente} \\ \text{no sistema} \end{array} \right]$$

Este princípio da termodinâmica diz que a transferência líquida de energia pelo escoamento, mais a transferência líquida de calor por condução, mais a taxa de geração de calor interna, menos a transferência líquida de trabalho do volume de controle para a vizinhança, deve ser igual à taxa de acumulação de energia dentro do volume de controle (BEJAN, 2004 apud HERMANY, 2016, p. 23).

Bejan (2004) apud Hermany (2016, p. 23) diz que, "[...]quando se consideram escoamentos de fluidos com condutividade térmica constante, sem geração interna de calor, fluido incompressível e desprezíveis os efeitos de dissipação viscosa [...]", a equação de conservação de energia pode ser representada por:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = k \nabla^2 T \quad (18)$$

Onde T é a temperatura (K), c_p o calor específico (J/kg.K), ρ é a massa específica (kg/m³) e k é a condutividade térmica (W/m.K).

2.5 Modelagem numérica

De acordo com Maliska (2014), existem, basicamente, três ferramentas para desenvolver projetos e solucionar/analisar problemas de engenharia, sendo elas:

- Métodos analíticos;
- Métodos numéricos (simulação numérica);
- Experimentação em laboratório.

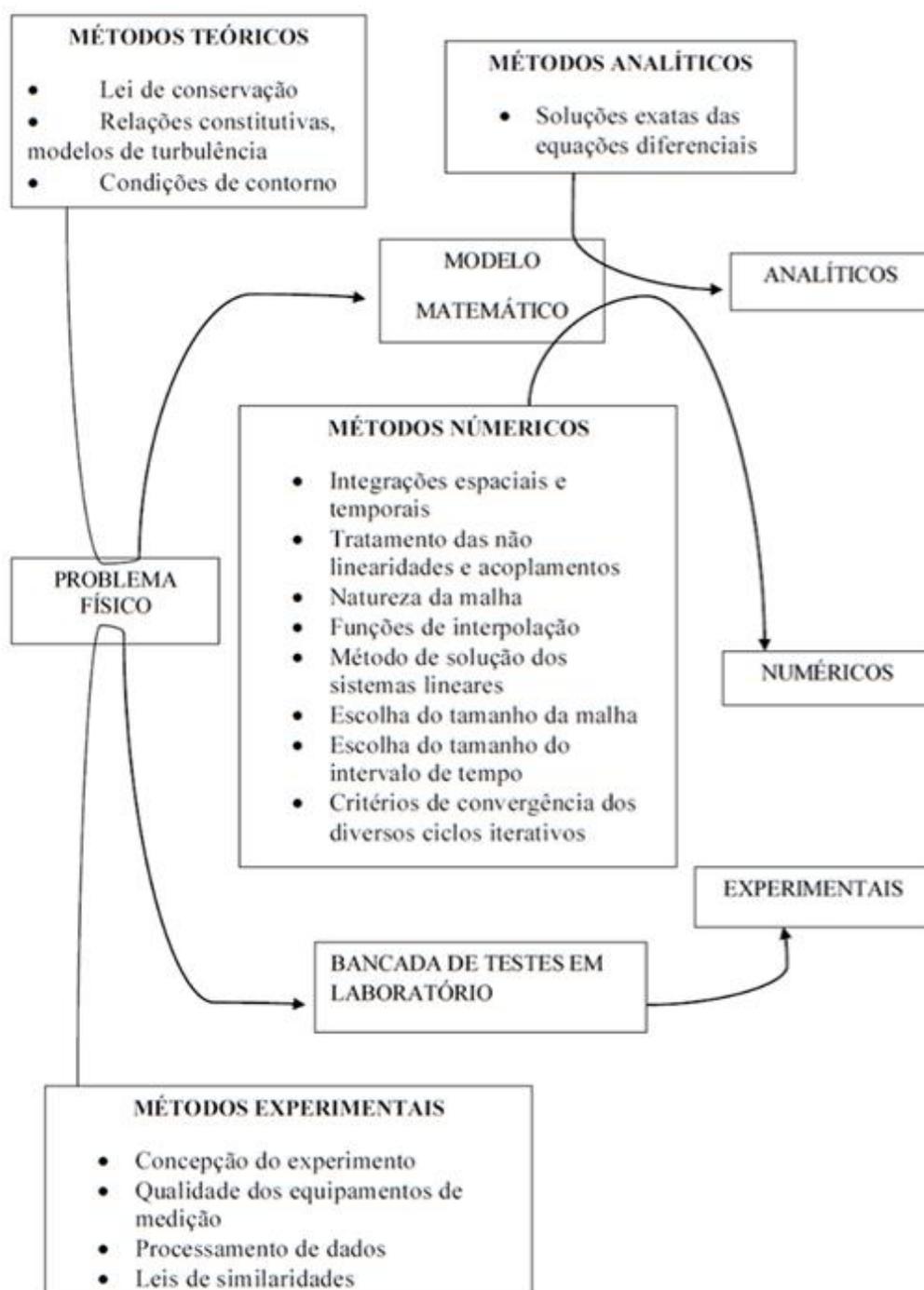
Conforme Maliska (2014), o uso de simulação numérica quase não oferece limitações, solucionando problemas com formas geométricas complicadas e podendo solucionar problemas de um alto nível de complexidade com condições de contorno gerais, reduzindo assim, o tempo e o custo de projeto pela aplicação de simulação numérica. Já os métodos analíticos são aplicados a geometrias e condições de contorno simples, são utilizadas no auxílio ao desenvolvimento de métodos numéricos mais robustos e para validar modelos numéricos.

Segundo Maliska (2014), a experimentação em laboratório tem como principal vantagem o fato do problema/projeto possuir uma configuração real, porém, muitas vezes não

pode ser realizado por questões de segurança e devido ao seu alto custo. Mas na falta de modelos matemáticos para sua análise, torna-se a única alternativa possível.

"O que deve ser praticado na engenharia é, portanto, a associação adequada da simulação numérica com experiências selecionadas em laboratório. A união dessas técnicas resultará em um projeto melhor e mais barato" (MALISKA, 2014, p. 2).

Figura 5 - Métodos disponíveis



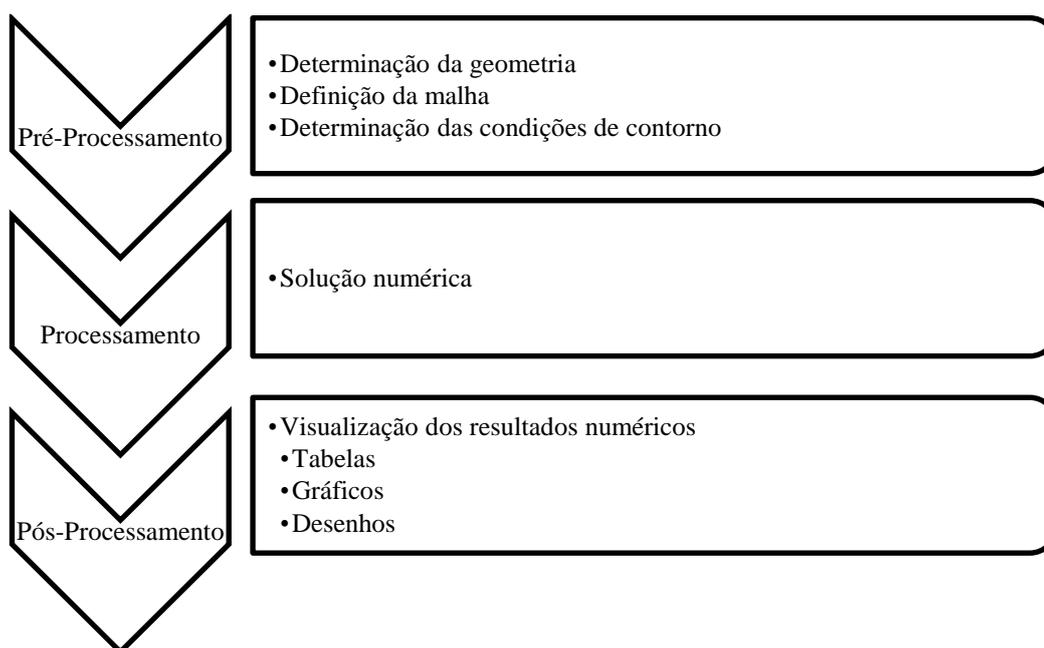
A Figura 5 demonstra os dois diferentes tipos de validação, a numérica e a física. "A comparação dos resultados numéricos com os resultados analíticos, se existirem, ou com outros resultados numéricos, caracteriza a validação numérica" (MALISKA, 2014, p. 3). Já "[...] a comparação dos resultados numéricos com os resultados experimentais identifica a validação física" (MALISKA, 2014, p. 4).

Maliska (2014), diz que os métodos mais conhecidos/utilizados para a resolução de equações diferenciais são o Método de Diferenças Finitas (MDF), de Elementos Finitos (MEF) e o de Volumes Finitos (MVF). "[...] o MVF realiza um balanço de conservação da propriedade para cada volume elementar para obter a correspondente equação aproximada"(MALISKA, 2014, p. 5), enquanto "[...] o MDF como o MEF não trabalham com volumes de controle e sim, apenas com os pontos de malha, e, como consequência, não são conservativos em nível discreto" (MALISKA, 2014, p.5).

2.5.1 Etapas básicas para obter soluções numéricas

Conforme Soriano (2009), os procedimentos básicos para a realização da simulação de um determinado modelo, podem ser divididos em três grandes grupos/etapas: pré-processamento, processamento e o pós-processamento, conforme apresentado na Figura 6.

Figura 6 - Sequência de trabalho por CAE



De acordo com Souza (2009), no pré-processamento, ocorre inicialmente o modelamento do problema, sendo esse criado em um sistema CAD e importado para um sistema CAE, ou sendo criado diretamente no ambiente do *software* CAE. Após a determinação da geometria, tem-se o início da definição da malha, determinando o tipo, estrutura e número de elementos finitos, que são a base para os cálculos realizados no CAE. A melhor condição da malha será aquela que apresentar o maior número de elementos equiláteros e de dimensões homogêneas. E por fim, devem ser determinadas as condições de contorno, como: material, temperaturas, tipo de escoamento, regiões e solicitações, dentre outras informações que moldam o problema a ser estudado.

Segundo Soriano (2009), na etapa de processamento, ocorre a realização da análise numérica do problema modelado, de maneira a obter soluções com base nos parâmetros especificados na etapa de pré-processamento, resolvendo assim, através de um método direto ou iterativo, o conjunto de equações que modelam o problema proposto.

E por fim, tem-se a etapa de pós-processamento, a qual, de acordo com Soriano (2009), tem por objetivo apresentar os resultados determinados na etapa de processamento por meio de gráficos, desenhos e tabelas, para interpretação, análise, validação e documentação dos dados obtidos.

2.6 Trocadores de calor

Conforme Blackadder e Nedderman (2004), frequentemente, em processos de produção, existe a necessidade da alteração da temperatura de um fluido, esta é realizada por meio de trocadores de calor, nos quais ocorre a troca térmica entre fluidos em diferentes temperaturas. De maneira geral, esse processo consiste na passagem de um dos fluidos por dentro de um tubo, o qual permanece imerso em outro fluido, onde ambos possuem diferentes temperaturas, resultando assim, na troca de calor entre os dois fluidos.

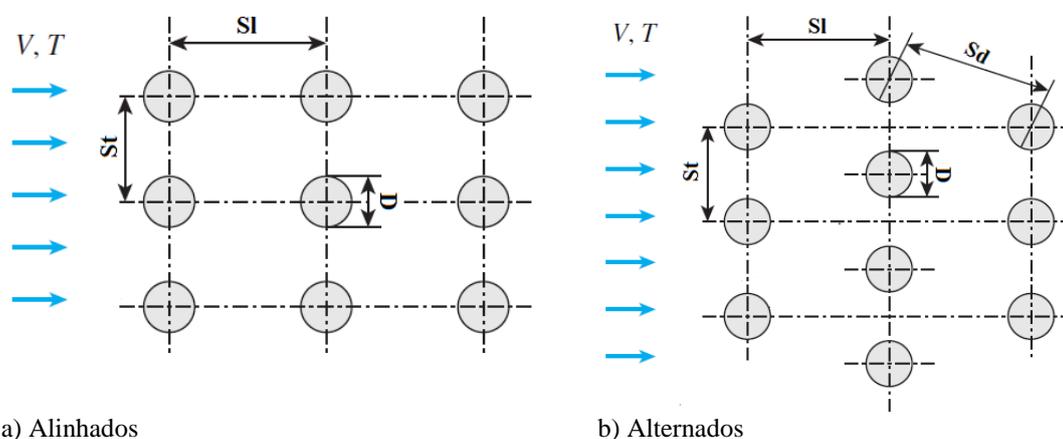
"A tentativa de igualar os dispositivos de transferência de calor aos requisitos de transferência do calor dentro das restrições específicas resultou em inúmeros tipos de projetos inovadores de trocadores de calor" (ÇENGEL; GHAJAR, 2012, p. 630). Çengel e Ghajar (2012), explicam que os trocadores casco e tubo são os tipos mais comumente encontrados na

indústria, porém, não são aplicados nas áreas automotivas e aeronáuticas em função de seu peso e tamanho elevado.

De acordo com Çengel e Ghajar (2012), o fluxo cruzado sobre os bancos de tubos é comumente encontrado na prática em equipamentos de transferência de calor, onde o fluido se move através dos tubos enquanto o outro se move sobre os tubos em uma direção perpendicular. Em um trocador de calor que envolve o fluxo cruzado em uma matriz de tubos, estes são geralmente colocados em uma casca, sendo conhecido como trocador casco e tubos. “As condições do escoamento no interior da matriz são dominadas pelos efeitos de separação da camada-limite e por interações das esteiras, que, por sua vez, influenciam a transferência de calor por convecção” (INCROPERA et al. 2008, p. 272).

Os tubos geralmente são dispostos em linhas ou alternados, tendo seu arranjo caracterizado pelos passos longitudinal S_l , transversal S_t , diagonal S_d e pelo diâmetro dos tubos D , sendo medidos entre os centros dos tubos, conforme explicam Çengel e Ghajar (2015). A Figura 7 apresenta o arranjo de tubos alinhados e alternados em uma matriz tubular.

Figura 7 - Arranjo de tubos em uma matriz tubular



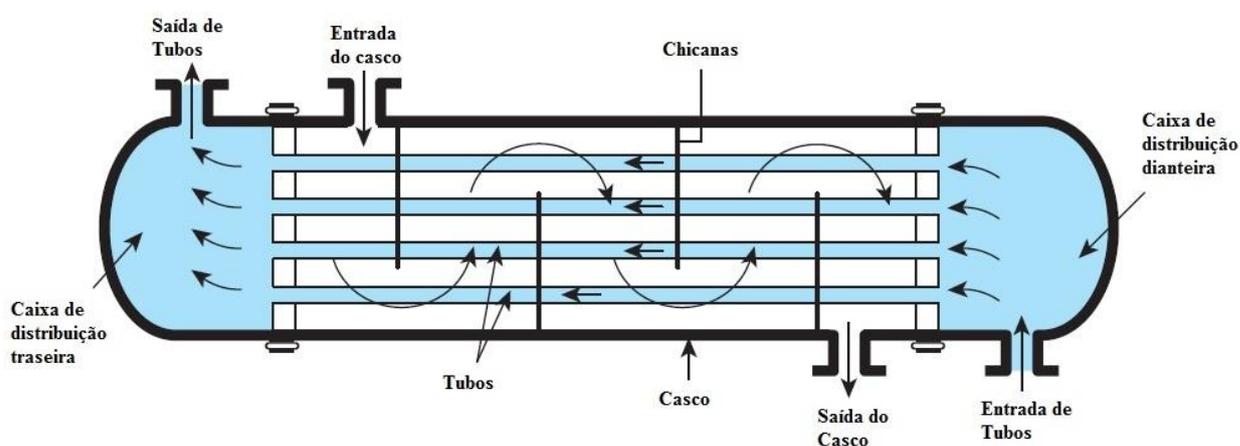
Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar, 2015, p. 447.

Geralmente são instaladas/colocas chicanas no casco do trocador de calor, estas possuem a função de conduzir o escoamento do fluido presente no casco a escoar através dele, ora no sentido cruzado, ora no sentido paralelo, induzindo o fluido à turbulência, levando a um aumento da transferência de calor, conforme explicam Çengel e Ghajar (2012) e Incropera et al. (2008).

Segundo Blackadder e Nedderman (2004), o trocador opera da seguinte maneira, por dentro os inúmeros tubos circula um fluido, enquanto o outro se move pelo corpo cilíndrico (carcaça), se deslocando em ziguezague por entre os tubos, resultando em uma grande turbulência, o que aumenta a taxa de transferência de calor. A temperatura do fluido na carcaça quase não possui variações, de modo que a única variação é axial.

A Figura 8 representa um trocador de calor casco e tubo do tipo um passe no casco e um passe nos tubos, detalhando os principais componentes do trocador, assim como o sentido dos fluxos.

Figura 8 - Trocador de calor casco tubo um passe no casco e um passe no tubo



Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar, 2015, p. 652.

3 METODOLOGIA

Neste capítulo é apresentada e explicada a metodologia aplicada para atender os objetivos apresentados no primeiro capítulo e a classificação dos métodos do trabalho.

3.1 Método científico

Segundo Silva e Menezes (2005), o presente trabalho é de natureza aplicada, pois tem como objetivo a produção de conhecimentos para aplicação prática a fim de solucionar um problema específico. É de abordagem quantitativa, pois as informações podem ser expressas em números e serem analisados desta forma. Possui caráter exploratório e descritivo, no qual possuem procedimentos técnicos experimentais e de estudo de caso.

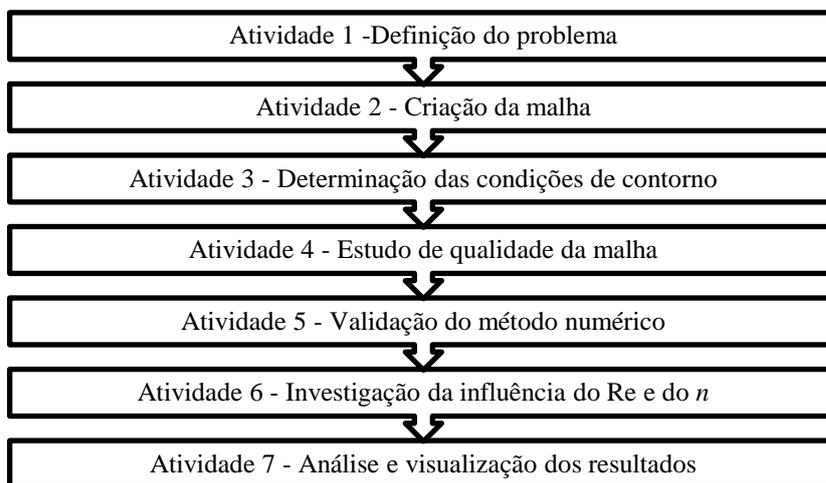
3.2 Procedimento metodológico

Para a realização de um projeto com base em simulação computacional que expresse, de maneira esperada e confiável, os resultados gerados com base no modelo e suas condições estabelecidas, faz-se necessário à utilização de uma metodologia que aborda os diversos conceitos presentes no âmbito da simulação computacional, desde a definição do problema e entendimento de seus requisitos até a visualização e análise dos resultados obtidos.

Com base nisto, a Figura 9, apresenta o fluxograma a ser seguido para o desenvolvimento deste trabalho. As etapas deste fluxograma estão em ordem cronológica de

execução e abordam as atividades adotados pelo autor, baseados nas referências bibliográficas sobre as etapas básicas para obter soluções numéricas, que foram realizadas, visando alcançar os objetivos inicialmente traçados e descritos no capítulo um.

Figura 9 - Metodologia de solução numérica



Fonte: Do autor (2017).

A seguir, encontram-se detalhadas as atividades realizadas, conforme demonstrado no fluxograma na Figura 9. Estas atividades foram definidas com base na metodologia de solução numérica utilizada em *softwares* CAE.

Atividade 1: teve como principais objetivos a compreensão do problema a ser estudado, realização da revisão bibliográfica sobre o assunto, definição das dimensões da geometria a ser estudada e por fim sua materialização em um ambiente CAD, a qual foi realizada no próprio *software* CAE. Neste trabalho foi utilizado a versão acadêmica do ANSYS Fluent.

Atividade 2: realizou-se inicialmente a geração da malha por meio da opção de criação automática do *software*, após isso, esta foi analisada e refinada, a partir da determinação do tipo de estrutura e número de elementos da malha.

Atividade 3: determinou-se as condições de contorno, como: temperaturas, tipos e condições do escoamento, interações com as regiões da geometria, fluidos utilizados, número de Prandtl e o número de Reynolds, além das condições iniciais do problema.

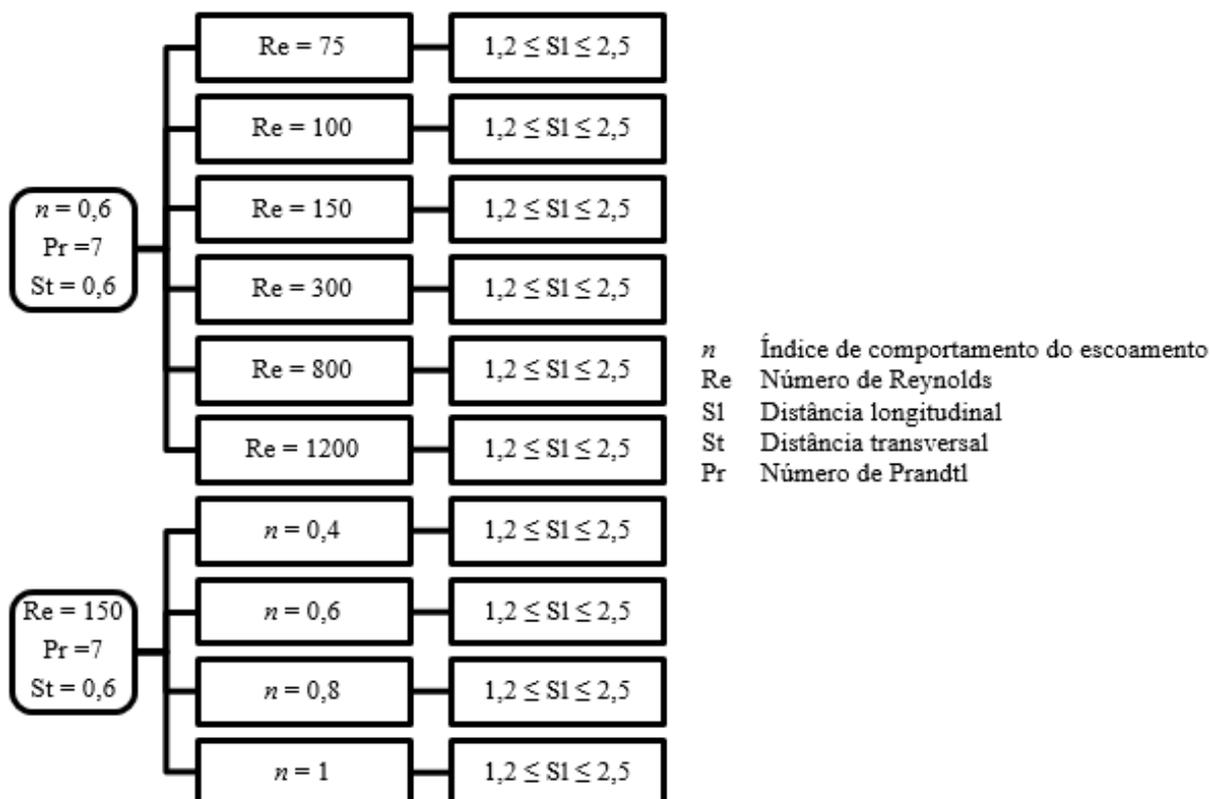
Atividade 4: foi realizado o teste de qualidade da malha com o intuito de garantir que os resultados numéricos obtidos neste trabalho não sejam afetados pela malha utilizada para discretizar o problema. Foram utilizadas cinco malhas, aumentando gradativamente seu grau

de refinamento, comparando as soluções obtidas para o número de Nusselt e para a velocidade do escoamento no eixo X.

Atividade 5: validou-se o código numérico utilizado a fim de garantir que estes não interferiram nos resultados que foram obtidos neste trabalho. Para isto foram comparados os resultados obtidos através do código numérico da versão acadêmica do ANSYS Fluent com a solução analítica do perfil de velocidades para um escoamento completamente desenvolvido em um tubo de seção circular de um fluido power-law.

Atividade 6: nesta etapa realizou-se a resolução numérica dos casos em estudo, por meio da utilização do *software* ANSYS Fluent. Os conjuntos de simulações que foram realizados neste trabalho estão representados na Figura 10, onde aplicou-se a Teoria Construtal associada ao método da busca exaustiva, procurando encontrar o ponto ótimo em cada um dos casos estudados, por meio da definição dos espaçamentos longitudinais ótimos entre fileiras de tubos, visando com isso à maximização da transferência de calor.

Figura 10 - Conjunto de simulações realizadas



Fonte: Do autor (2017).

A aplicação da Teoria Construtal, segundo Bejan (apud Hermany, 2016), consiste nas seguintes etapas:

- Etapa 1: Definir de maneira clara o problema em estudo que será otimizado;
- Etapa 2: Estabelecer restrições ao sistema em estudo de modo que, inicialmente, somente uma das variáveis varie, caracterizando assim, o sistema com um grau de liberdade;
- Etapa 3: Verificar o comportamento do escoamento em função da variação do primeiro grau de liberdade. Altera-se este parâmetro inicial até que este encontre o espaçamento ou razão ótima que maximize o seu desempenho em função do seu design;
- Etapa 4: Adicionar um novo grau de liberdade e avaliá-lo da mesma maneira que foi realizado com o primeiro grau de liberdade. Desta forma, será encontrada uma nova configuração para o sistema, que fornecerá um desempenho ótimo;
- Etapa 5: Permite-se a variação de um terceiro grau de liberdade. Encontra-se um novo design que possua um melhor desempenho.
- Etapa 6: Retorna-se às etapas anteriores e refina-se os resultados obtidos. Este processo é um processo infinito, sendo seu fim determinado de acordo com o tempo do pesquisador.

Atividade 7: realizou-se a exposição dos dados resultantes da simulação computacional mediante gráficos, tabelas e imagens dos campos de velocidade, temperatura e linhas de corrente adimensionais. Os resultados foram analisados e interpretados, primeiramente procurando verificar se estavam condizentes com a literatura ou se havia alguma irregularidade no estudo, e em seguida avaliando e discutindo qual a melhor configuração para cada caso estudado.

4 DESENVOLVIMENTO

Neste capítulo é apresentado e explicado o desenvolvimento das etapas necessárias para a realização do estudo numérico proposto neste trabalho, abordando a definição do problema, da geometria, das condições de contorno, da solução numérica, do estudo de qualidade da malha e da validação do método numérico.

4.1 Definição do problema

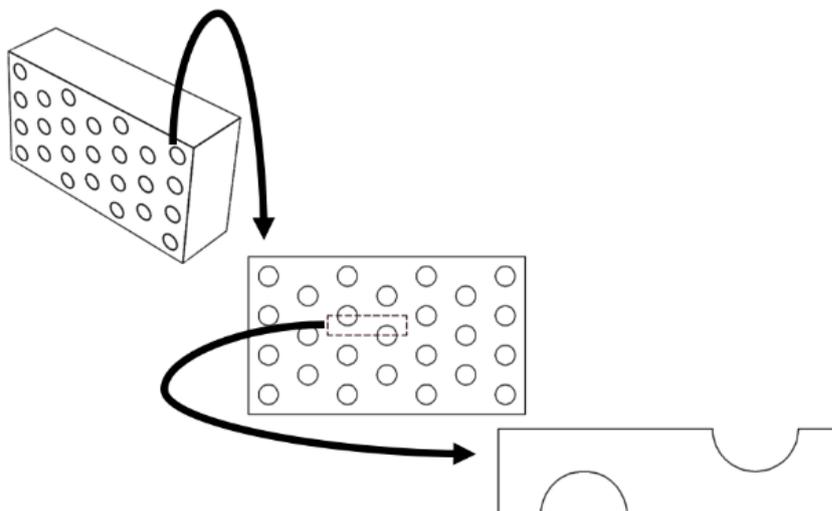
Para este trabalho propõem-se a realização da otimização geométrica da disposição longitudinal dos tubos de um trocador de calor com arranjo de tubos alternados por meio da aplicação da Teoria Construtal, com a finalidade de aumentar a eficiência da transferência de calor dos tubos com os fluidos não newtonianos.

No intuito de representar o princípio de funcionamento do trocador de calor, simplificou-se o modelo de estudo em um domínio computacional bidimensional. A utilização de modelos simplificados, que representem de maneira confiável o problema em estudo, resulta na redução do tempo de simulação e não requisita hardwares avançados para a solução das equações que descrevem o comportamento do sistema.

Desta forma, este estudo consiste em um escoamento cruzado, em regime permanente, numa célula representativa de tubos circulares alternados, bem como suas superfícies superior e inferior, conforme ilustrado na Figura 11. Pretende-se determinar o espaçamento longitudinal entre fileiras de tubos que maximize a transferência de calor em função do número de Reynolds,

Re e do índice de comportamento do escoamento, n . Estas distâncias ótimas serão obtidas para escoamentos com características diferentes, variando o Re de 75 a 1200 e o n 0,4 a 1.

Figura 11 - Representação do problema estudado

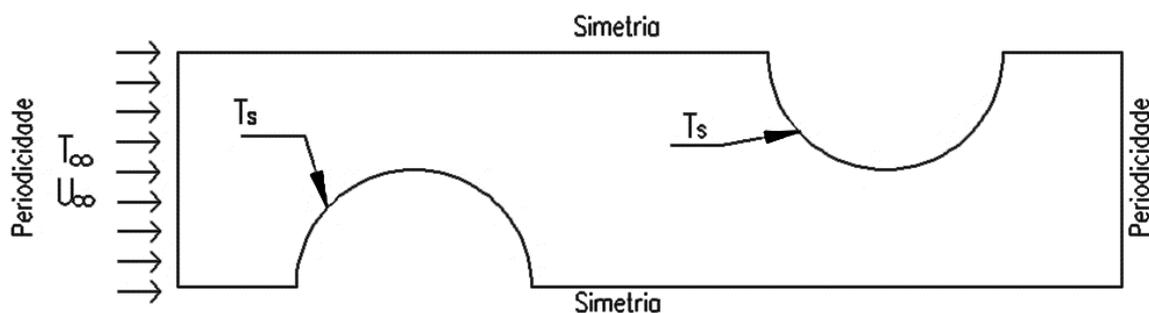


Fonte: Do autor (2017).

4.2 Geometria e condições de contorno

A geometria considerada no presente trabalho corresponde a uma seção de um arranjo de tubos alternados. Nesta célula representativa, externamente aos tubos, ocorre o escoamento do fluido não newtoniano, caracterizando um sistema com escoamento cruzado, considera-se que este escoamento é laminar em regime permanente. Para este estudo foram adotadas condições de periodicidade e simetria, representando assim, o conjunto de tubos alternados de um trocador de calor e não apenas duas fileiras. A Figura 12 representa as condições de contorno impostas ao problema.

Figura 12 - Condições de contorno do problema



Fonte: Do autor (2017).

Desta forma, as condições de contorno impostas a este estudo são as seguintes:

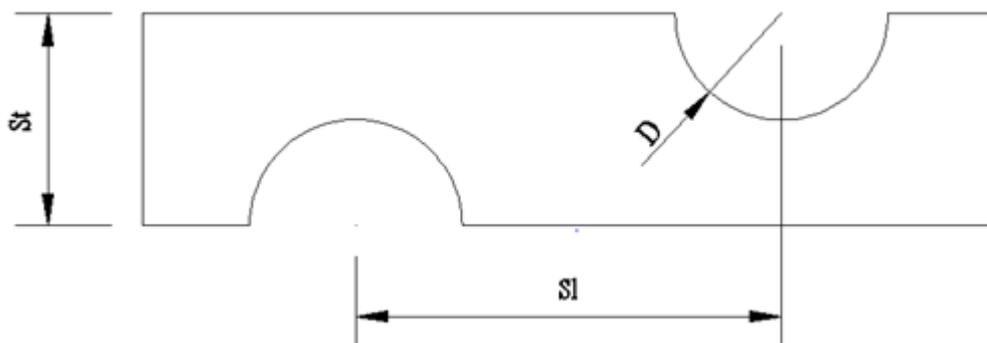
- As paredes dos tubos mantêm condições isotérmica;
- Diferença de Temperatura ($T_s - T_\infty$) de 10k;
- Não deslizamento das paredes dos tubos;
- Perfil de velocidade e temperatura uniformes na seção de entrada do domínio;
- Condições de simetria nas superfícies inferior e superior do domínio;
- Condição de periodicidade entre a seção de entrada e saída do domínio.

Na célula representativa que modela o problema em estudo, conforme Figura 13, considerou-se que o diâmetro da seção circular (D), que representa os tubos, constante ao longo do estudo realizado com valor de 1 m, garantindo assim que sua a vazão interna permaneça constante.

O espaçamento transversal (St), que é a distância ao longo do eixo Y entre os centros dos tubos, foi mantido constante ao longo de todo o trabalho para a otimização do espaçamento longitudinal (Sl), que é a distância ao longo do eixo X entre os centros dos tubos. O St é determinado pela seguinte equação.

$$St = 0,6 D \quad (19)$$

Figura 13 - Dimensões da geometria do problema



Fonte: Do autor (2017).

Para cada caso com um número de Reynolds específico, um determinado fluido power-law e um número de Prandtl característico, tem-se um espaçamento longitudinal ótimo que maximize a transferência de calor. Desta forma, neste trabalho estudou-se a influência da variação do Re no escoamento, mantendo-se constante o Pr e o n , variando apenas o Re , e após

verificou-se a influência do n , mantendo constante os números de Reynolds e Prandtl e variando o índice de comportamento do escoamento, n . Como resultados destes estudos, obtêm-se os números de Nusselt, Nu , ao longo da superfície dos tubos. É com base neste adimensional que cada um dos casos é avaliado e analisado.

4.3 Solução numérica

A resolução correta dos problemas propostos neste trabalho está relacionada com a solução simultânea do conjunto de equações que regem os fenômenos físicos presentes. Estas equações são conhecidas como princípios de conservação. Esse conjunto de equações foi solucionado através da versão acadêmica do *software* ANSYS Fluent, por meio da realização das três etapas básicas: pré-processamento, processamento e pós-processamento. O conjunto de equações bem como as etapas para a obtenção de soluções numéricas foram explanadas e apresentadas ao longo deste trabalho no capítulo dois.

A solução numérica é caracterizada pela etapa de processamento, no qual o aplicativo calcula as soluções com base nas condições de contorno, geometria definida e malha computacional, resolvendo assim, através do método de volumes finitos, o conjunto de equações que modelam o problema estudado neste trabalho.

4.3.1 Estudo de qualidade da malha

No intuito de garantir que os resultados numéricos obtidos neste trabalho não sejam afetados pela malha utilizada para discretizar o problema, realizou-se o teste de independência de malha. Como as dimensões do domínio terão alterações em função da modificação do Sl , variando para valores acima e abaixo do estabelecido no estudo de qualidade da malha, definiu-se como parâmetro para o refinamento das malhas o tamanho de elemento que a compõem, utilizando a mesma distribuição e tipo de elemento em ambas as malhas.

A Figura 14 ilustra as malhas utilizadas para discretizar o problema no estudo de independência de malha, onde M1 a M5 são representadas respectivamente pelos campos de “a” até “e”. Na Tabela 4 são apresentadas as características das cinco malhas estudadas, seu número de elementos e o tamanho do elemento que discretiza o domínio. A primeira malha, malha M1, é a que possui um refinamento mais grosseiro, o grau de refinamento é aumentando

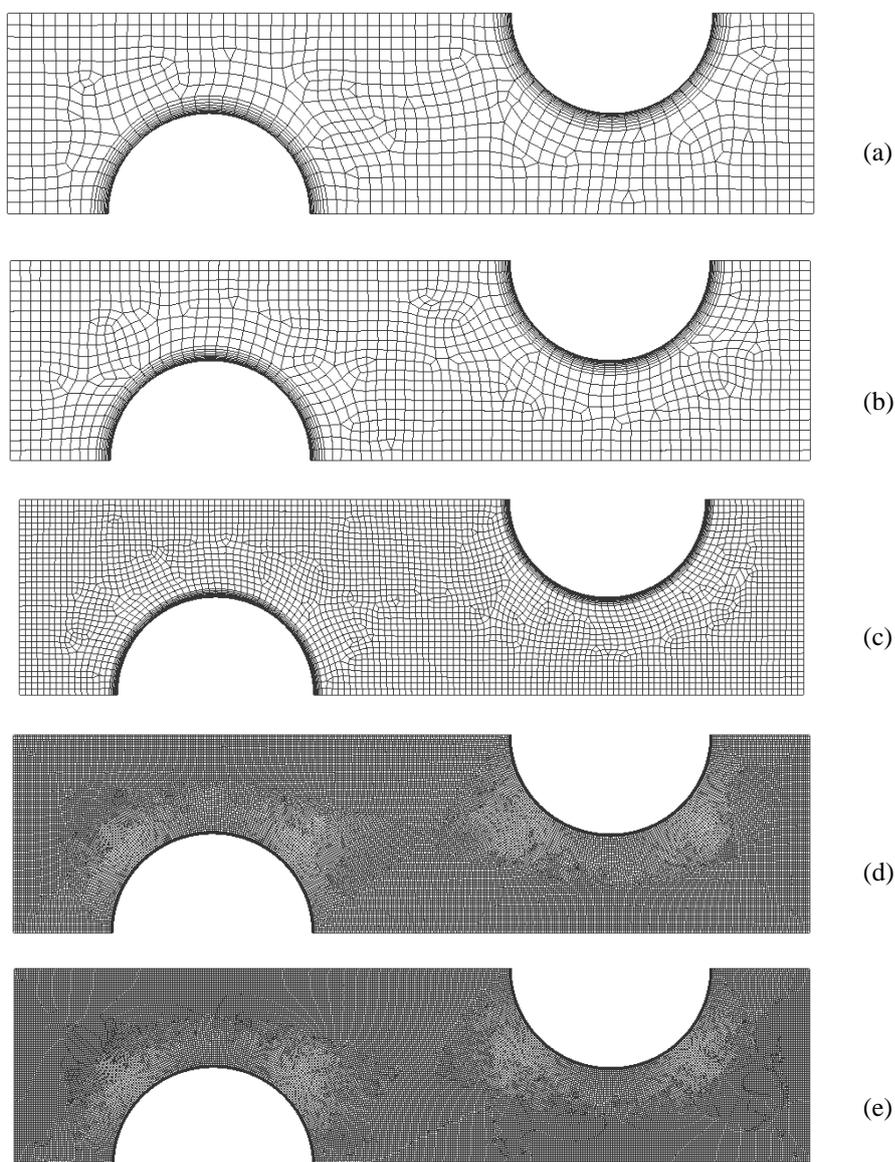
gradativamente nas demais malhas (M2, M3, M4) até atingir a M5, a qual possui o maior nível de refinamento.

Tabela 4 - Informações sobre as discretização do domínio

Malha	Nº de Elementos	Tamanho do Elemento (m)
M1	1315	0,06
M2	1792	0,05
M3	4335	0,03
M4	33543	0,01
M5	40642	0,009

Fonte: Do autor (2017).

Figura 14 - Malhas utilizadas para discretizar o problema no estudo de independência de malha



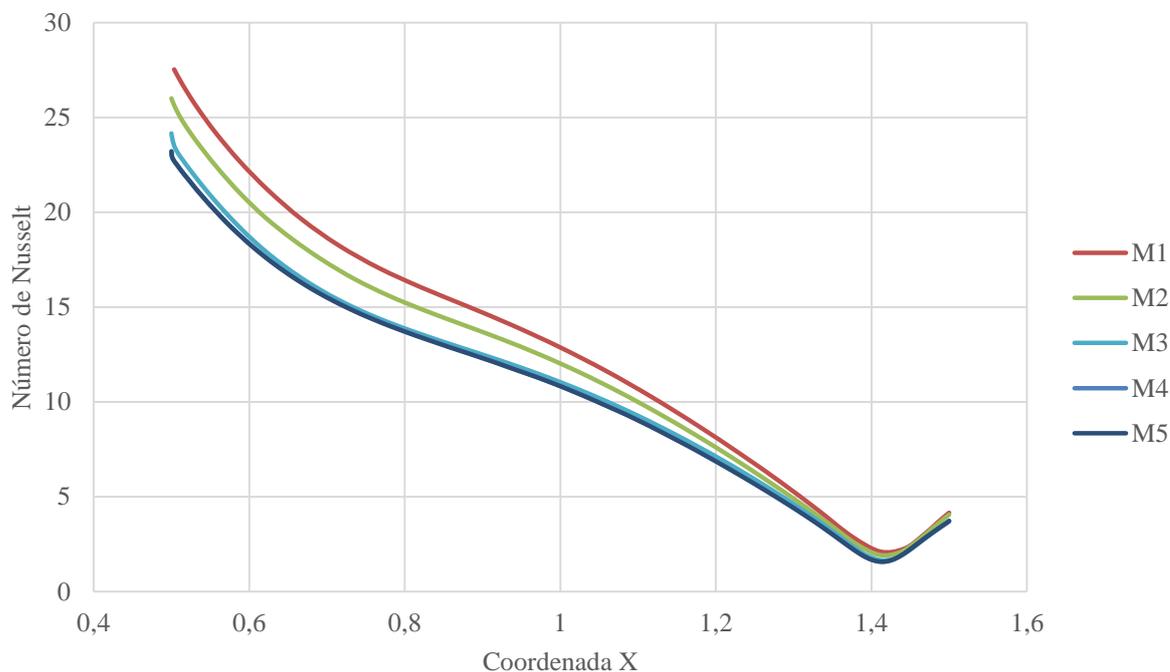
Fonte: Do autor (2017).

É importante ressaltar que para a realização do teste de qualidade da malha foram realizadas simulações considerando as mesmas condições de contorno para cada uma das malhas citadas, obtendo como resultado final o número de Nusselt, Nu , o qual foi analisado ao longo da superfície do primeiro tubo, e a velocidade do escoamento na direção X, analisada na região de contração do escoamento do primeiro tubo. A partir destes valores, comparou-se os resultados obtidos com o número de elementos utilizados em cada uma das malhas, analisando suas variações.

Foram adotadas as seguintes variáveis para a verificação da qualidade da malha:

- Número de Prandtl (Pr) igual a 7;
- Número de Reynolds (Re) igual a 100;
- Índice de comportamento do escoamento (n) igual a 0,5;
- St igual a 1;
- Sl igual a 2.

Gráfico 1 - Comparação do número de Nusselt para as cinco malhas



Fonte: Do autor (2017).

Ao analisar o Gráfico 1 nota-se, inicialmente, que a curva possui o comportamento característico da região analisada, tendo como ponto máximo de Nu a região conhecida como ponto de estagnação, localizada a montante do cilindro na coordenada $X = 0,5$. O

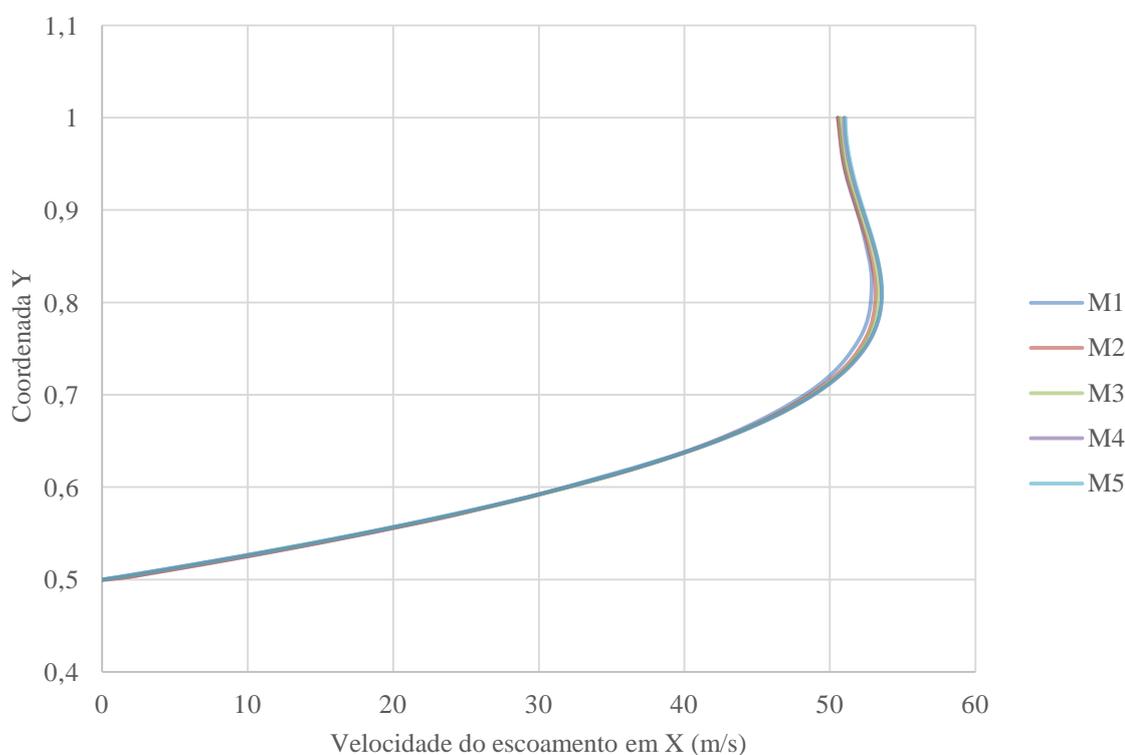
comportamento da curva após a coordenada $X = 1$, ocorre devido a separação da camada limite, formando uma região de recirculação a jusante do tubo.

Ao comparar as curvas obtidas percebe-se que os valores de Nu obtidos possuem uma grande amplitude de variação, a partir da comparação de M1 com M5, esta amplitude de variação vai decaindo de acordo com o aumento de refinamento das malhas.

As soluções obtidas para as M1 e M2 possuem uma nítida diferença em relação às demais, com erro relativo de 20,91% e 12,11%, respectivamente, tendo uma proximidade de resultados apenas onde há valores ínfimos do Nu . Ao se comparar as malhas M3, M4 e M5, as quais possuem uma maior proximidade entre seus resultados, pode-se perceber que ainda há variações de valores da M3 em relação a M4 e M5, que possui um erro relativo de 4,15%.

Analisando M4 e M5, é possível constatar que a variação de valores é mínima, pois os pontos de ambas as soluções se sobrepõem, apresentando um erro relativo de 0,53%, sendo possível verificar que não há variações significativas nos resultados do Nu em função da malha utilizada.

Gráfico 2 - Comparação da velocidade do escoamento para as cinco malhas



Fonte: Do autor (2017).

Pela análise do Gráfico 2 é possível perceber que a curva do gráfico é característica da região de contração do cilindro, possuindo velocidade igual a 0 na superfície do tubo, coordenada $Y = 0,5$, ocorrendo o aumento da velocidade até atingir o ponto máximo. O comportamento da região após coordenada $Y = 0,8$ é característico da região, tendo variação de velocidade devido as interações das esteiras formadas.

Comparando as curvas obtidas pode-se constatar que a principal variação dos resultados obtidos para a velocidade em função de cada malha ocorre próximo aos valores máximos de velocidade. Nos demais pontos não há alterações significativas de valores. Pode-se notar isso através da visualização dos valores sobrepostos para todas as malhas.

Nos pontos onde há variação dos resultados, nota-se a diferença dos valores obtidos com M1 e M2, que possuem erro relativo de 1,95% e 1,05%, respectivamente, em relação às demais. Ao comparar as soluções obtidas por M3, M4 e M5, percebe-se que a variação de valores é ínfima, com um erro relativo de 0,96% de M3 e 0,2% de M4, como é possível visualizar no Gráfico 2.

Sendo assim, pela análise realizada dos Gráficos 1 e 2, considera-se que a malha M4, a qual possui 33543 números de elementos com tamanho de 0,01 m, proporciona resultados que independem da malha utilizada para discretizar o problema. Sendo assim, essa malha foi utilizada para as simulações que foram realizadas neste trabalho.

4.3.2 Verificações do método numérico

Com a intenção de validar o método numérico utilizado para resolver o conjunto de equações que modelam o problema deste trabalho, realizou-se a comparação entre os resultados obtidos através do código numérico da versão acadêmica do ANSYS Fluent com a solução analítica do perfil de velocidades para um escoamento completamente desenvolvido em um tubo de seção circular de um fluido power-law.

Para a realização da solução numérica e analítica adotaram-se as seguintes variáveis:

- Diferença de pressão de 200 Pa;
- Diâmetro externo do tubo de 0,5m;
- Comprimento de 10 m;
- Índice de comportamento do escoamento, n , igual a 1.

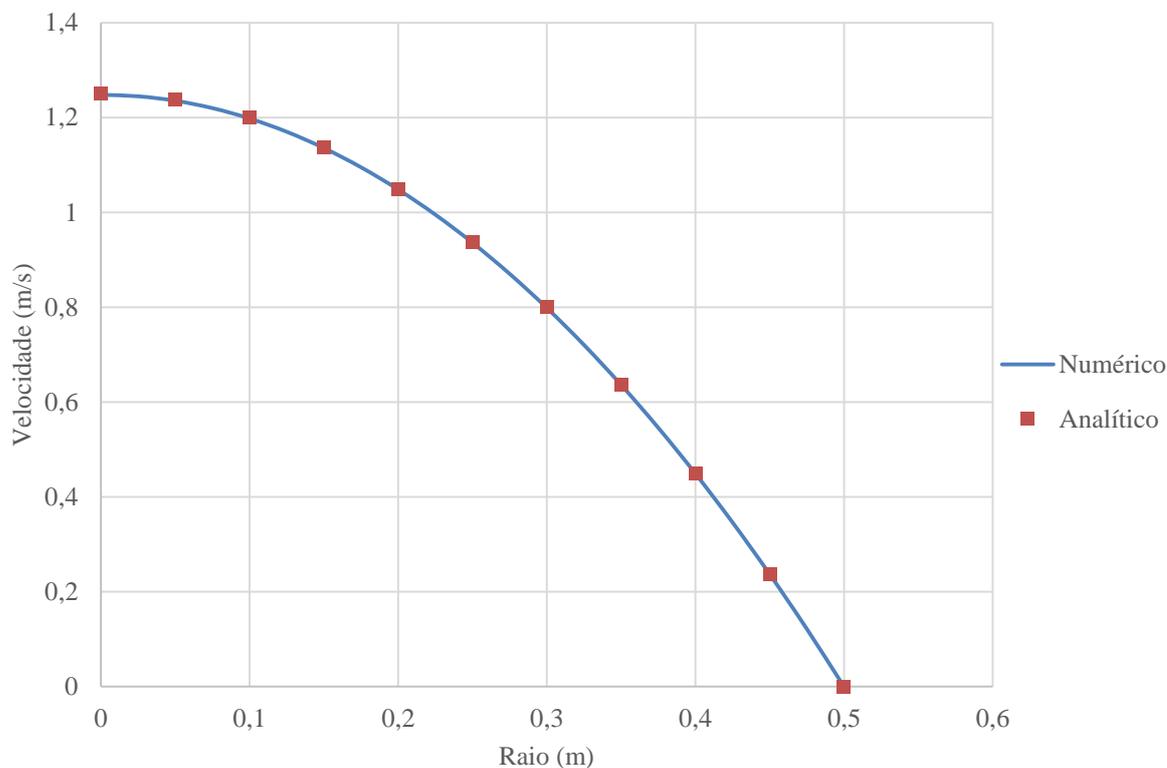
O desenvolvimento detalhado da solução analítica do perfil de velocidades axial para escoamento de fluidos pseudoplásticos, modelados pela equação de power-law, encontra-se em Chhabra (2008, pg 112), o qual deduz a seguinte expressão que modela o perfil de velocidades axial do escoamento.

$$V_x = \left(\frac{n}{n+1} \right) \left(\frac{-\Delta p}{mL} \frac{r}{2} \right)^{\frac{1}{n}} r \left\{ 1 - \left(\frac{r_e}{r} \right)^{\frac{(n+1)}{n}} \right\} \quad (20)$$

Onde V_x é a velocidade do escoamento na direção x (m/s), n é o índice de comportamento do escoamento, Δp é a diferença de pressão da entrada e saída do escoamento (Pa), r é o raio total do tubo (m), L é o comprimento total do domínio (m) e m é o índice de consistência ($\text{Pa}\cdot\text{s}^n$). Utilizou-se $r_e = 0$, pois é no centro onde a velocidade do escoamento é máxima.

A comparação dos resultados obtidos por meio da solução do problema proposto, através do código numérico com a solução analítica do perfil de velocidade axial para fluidos modelados pela equação power-law, são apresentados no Gráfico 3.

Gráfico 3 - Comparação entre solução analítica e numérica



Percebe-se, a partir da análise do Gráfico 3 que a solução numérica é análoga a solução analítica, com um erro relativo máximo entre as duas soluções de 0,17%. Sendo assim, conclui-se que a metodologia numérica utilizada para a resolução do problema proposto é eficiente, pois apresentou resultados com uma variação mínima em comparação com a literatura. Desta forma, considera-se que o código numérico é válido e confiável para a solução dos problemas propostos neste trabalho.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados numéricos obtidos através da versão acadêmica do ANSYS Fluent para escoamentos de fluidos não newtonianos que tem seu comportamento descrito pelo modelo power-law. Foram determinadas as disposições longitudinais ótimas dos tubos que maximizem a transferência de calor adimensional por meio da utilização da Teoria Construtal associada ao método da busca exaustiva para cada um dos casos estudados. E avaliou-se a influência da variação do número de Reynolds e do índice de comportamento do escoamento sobre o passo longitudinal ótimo.

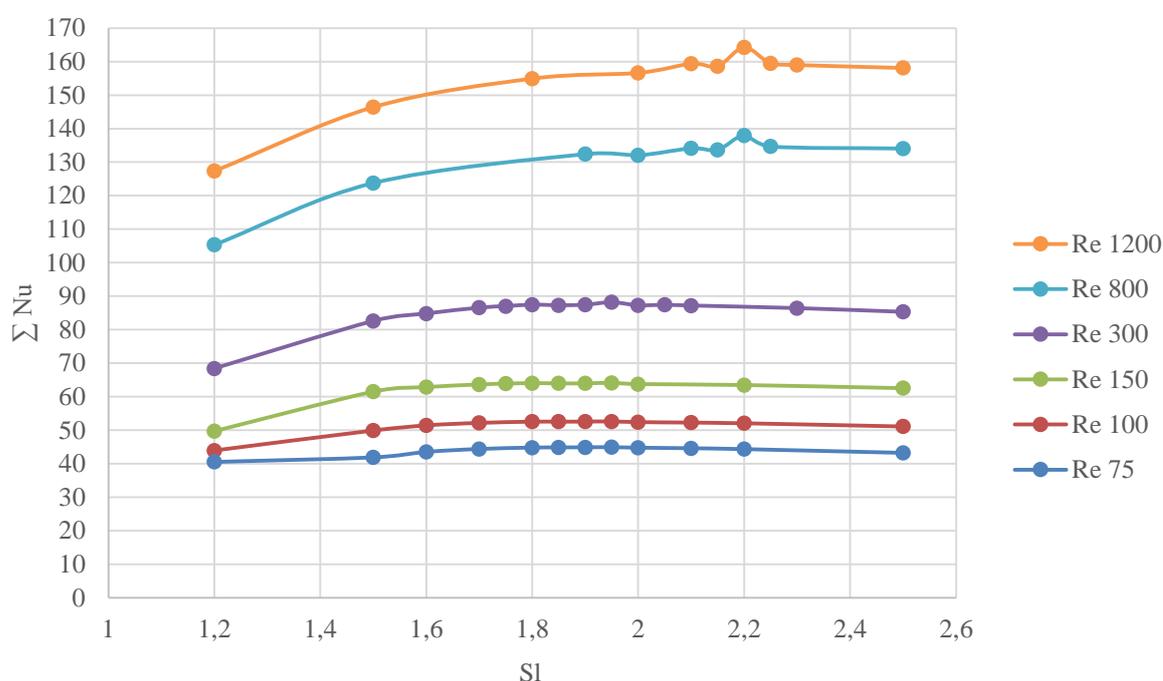
5.1 Influência da variação do número de Reynolds sobre o passo longitudinal ótimo

Para verificar a influência da variação do número de Reynolds, Re , no processo de transferência de calor, e conseqüentemente, na distância longitudinal ótima, variou-se este parâmetro de 75 a 1200. Para estes casos manteve-se constantes o número de Prandtl, $Pr = 7$, e o índice de comportamento do escoamento, $n = 0,6$. Foram realizadas simulações numéricas nas quais variou-se o passo longitudinal (Sl) com o intuito de obter sua distância ótima que maximize o número de Nusselt, Nu , na superfície dos tubos.

Variando-se a distância longitudinal, Sl , de 1,2 a 2,5, obteve-se, para cada Sl , o somatório da transferência de calor adimensional na superfície dos tubos para o mesmo fluido não newtoniano para as diferentes situações caracterizadas pelo número de Reynolds. O Gráfico 4 ilustra os resultados obtidos em cada caso. Em uma análise inicial, é possível notar que com o aumento de Re há também o aumento do $\sum Nu$, o que acontece da mesma forma quando são

utilizados fluidos newtonianos. Isto ocorre, pois em escoamento com maiores Re possui-se um maior movimento global do fluido, resultando no aumento do efeito advectivo e como consequência, tem-se uma maior transferência de energia térmica. Outra questão avaliada é a variação do $\sum Nu$ em função da alteração do valor de SI , o qual sofre alteração até atingir seu ponto ótimo, que ocorre quando o somatório do Nu nas superfícies dos tubos é máximo ($\sum Nu_{máx}$). Desta forma, o passo longitudinal ótimo encontra-se no pico da curva de cada caso estudado, o qual representa $\sum Nu_{máx}$.

Gráfico 4 - Relação entre SI e $\sum Nu$ para os valores de Re avaliados



Fonte: Do autor (2017).

Tabela 5 - Informações do passo longitudinal ótimo para os Re avaliados

Re	SI	$\sum Nu_{máx}$
75	1,95	44,92
100	1,95	52,607
150	1,95	64,125
300	1,95	88,179
800	2,2	137,997
1200	2,2	164,232

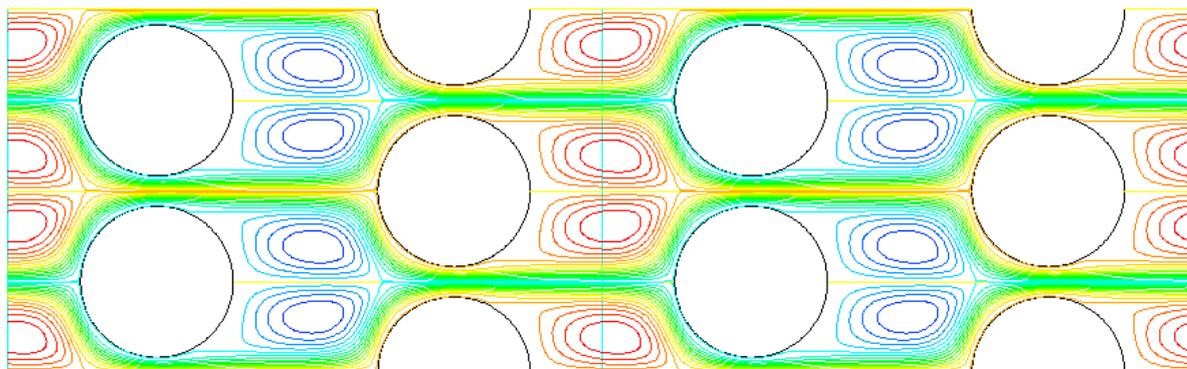
Fonte: Do autor (2017).

Observa-se que para os casos nos quais o Re varia de 75 a 300, a distância longitudinal ótima foi igual em todos os casos, $SI = 1,95$. Isto deve-se a baixa variação do Re entre os casos, pois nota-se que os casos com Re igual a 800 e 1200, apresentaram uma distância longitudinal

ótima maior, $Sl = 2,2$. Os valores de $\sum Nu_{m\acute{a}x}$, bem como os respectivos Sl de cada um dos casos, são apresentados na Tabela 5.

Os padrões de fluxo cruzado sobre os cilindros, para o caso com $Re = 300$, $Pr = 7$ e $n = 0,6$, são mostrados na Figura 15. Nota-se que embora sejam fluidos não newtonianos, estes possuem um comportamento muito similar ao dos fluidos newtonianos. Quando se tratam de velocidades muito baixas, como $Re = 1$, o fluido se divide e segue a curvatura dos tubos, formando uma camada limite que os envolve. Em velocidades mais elevadas, após a colisão do fluido com o cilindro, este continua se dividindo e envolvendo as laterais superior e inferior do tubo, porém, permanece ligado a estas superfícies por um curto período de tempo. À medida que o fluido se aproxima da região de contração, sua velocidade aumenta, e isto resulta na separação da camada limite da superfície, formando, na parte posterior dos tubos, uma região de separação. O escoamento nesta região é caracterizado pela formação de vórtices e pelas pressões muito inferiores comparadas as do ponto de estagnação. Pode-se perceber a formação de dois vórtices na zona a jusante do cilindro.

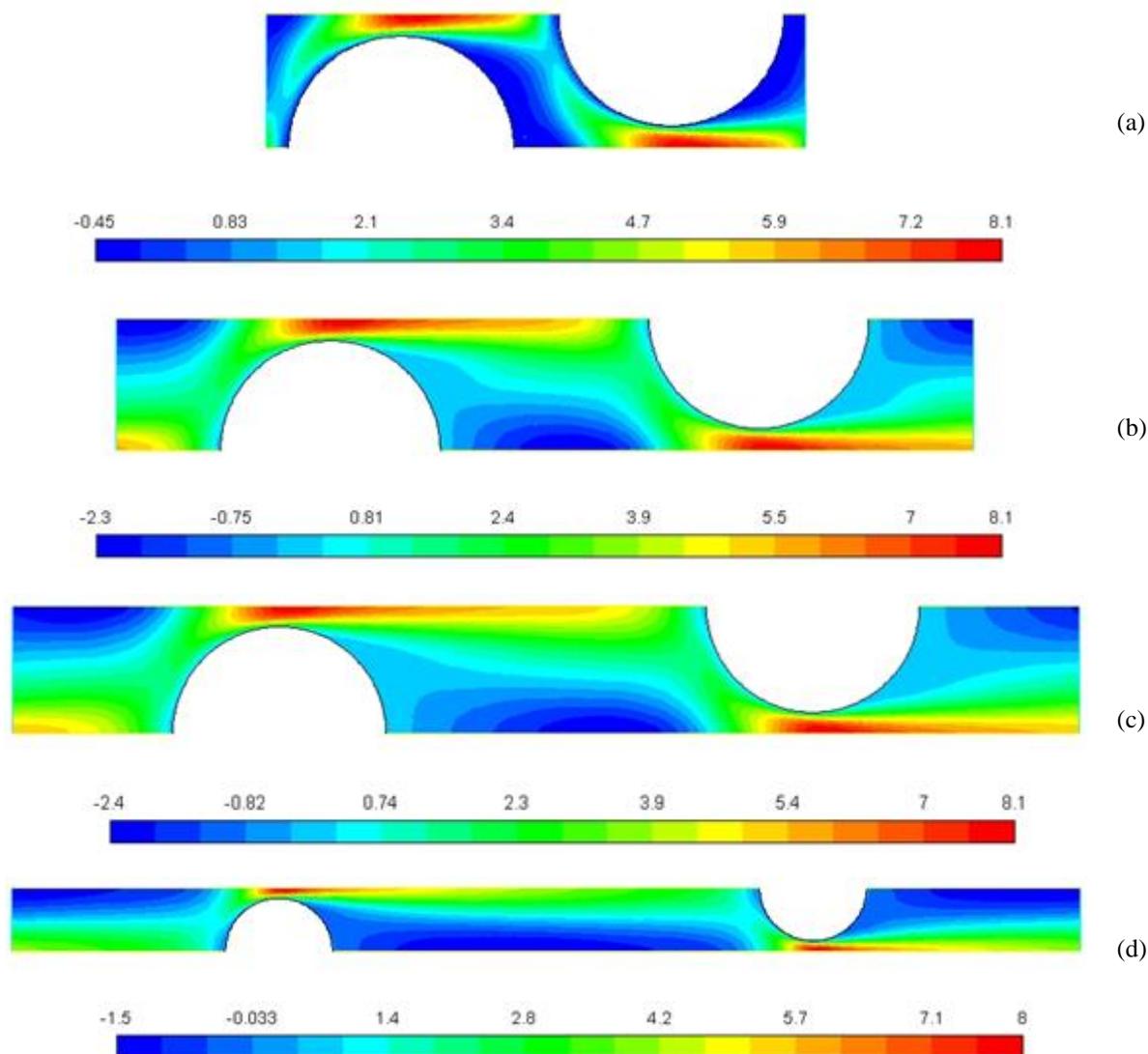
Figura 15 - Padrão de fluxo cruzado sobre os cilindros para $Re = 300$, $Pr = 7$ e $n = 0,6$



Fonte: Do autor (2017).

A Figura 16 ilustra os campos de velocidade adimensional na direção principal do escoamento obtidos para $Re = 300$, $Pr = 7$ e $n = 0,6$, representando também os casos de Re igual a 75, 100, 150, 800 e 1200, pois ambos tiveram o mesmo comportamento, apenas com variações entre seus valores devido a alteração do adimensional do número de Reynolds.

Figura 16 - Campos de velocidade adimensional na direção X para diferentes Sl com $Re = 300$, $Pr = 7$ e $n = 0,6$



Fonte: Do autor (2017).

Analisando os campos de velocidade adimensional da Figura 16, que representam as distâncias longitudinal de 1,2, 1,95 e 2,5, nos campos “a”, “b” e “c”, respectivamente, observa-se um aumento da velocidade na região de contração do escoamento. O que é característico de seu comportamento, resultando na separação da camada limite, formando zonas de recirculação a jusante do cilindro. Estas regiões são caracterizadas pelas velocidades negativas no escoamento, como pode se perceber claramente ao observar a Figura 16 a. Contudo, com o aumento de Sl , tem-se um comportamento diferente na parte posterior do tubo, ocorrendo a expansão da zona de recirculação, bem como o seu deslocamento. Permitindo que, desta forma,

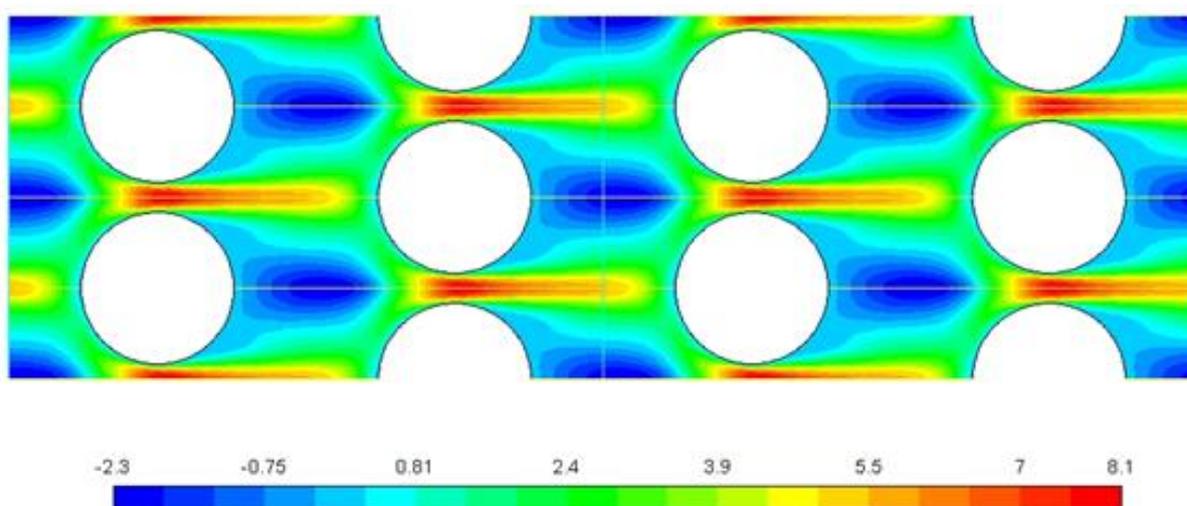
haja um escoamento na superfície do cilindro, o que leva ao aumento da transferência de calor. Isto pode ser observado na Figura 16 b.

Ao comparar os campos “b” e “c” representados na Figura 16, percebe-se nitidamente apenas o aumento da região de recirculação, sem grandes alterações nas características dos escoamentos. A razão disto é a baixa variação do $\sum Nu$, como pode-se perceber pela curva do Gráfico 4 para $Re = 300$. Desta forma, realizou-se a simulação de um caso com $sl = 5$, a fim de verificar o comportamento do escoamento nesta condição. A Figura 16 d representa o campo de velocidade adimensional para o caso de $sl = 5$.

Observando a Figura 16 d, nota-se que a zona de recirculação a jusante do tubo abrange uma região de atuação ainda maior, eliminando o escoamento antes presente na superfície do tubo, resultando assim, na diminuição da eficiência do trocador de calor, pois nesta parte a transferência de energia térmica é menor, sendo conhecida também como zona morta.

A Figura 17 exemplifica o comportamento do campo de velocidade adimensional na direção principal do escoamento com as condições de simetria e periodicidade impostas a este estudo. O caso representado possui como características o $Re = 300$, $Pr = 7$ e $n = 0,6$ com seu passo longitudinal de 1,95.

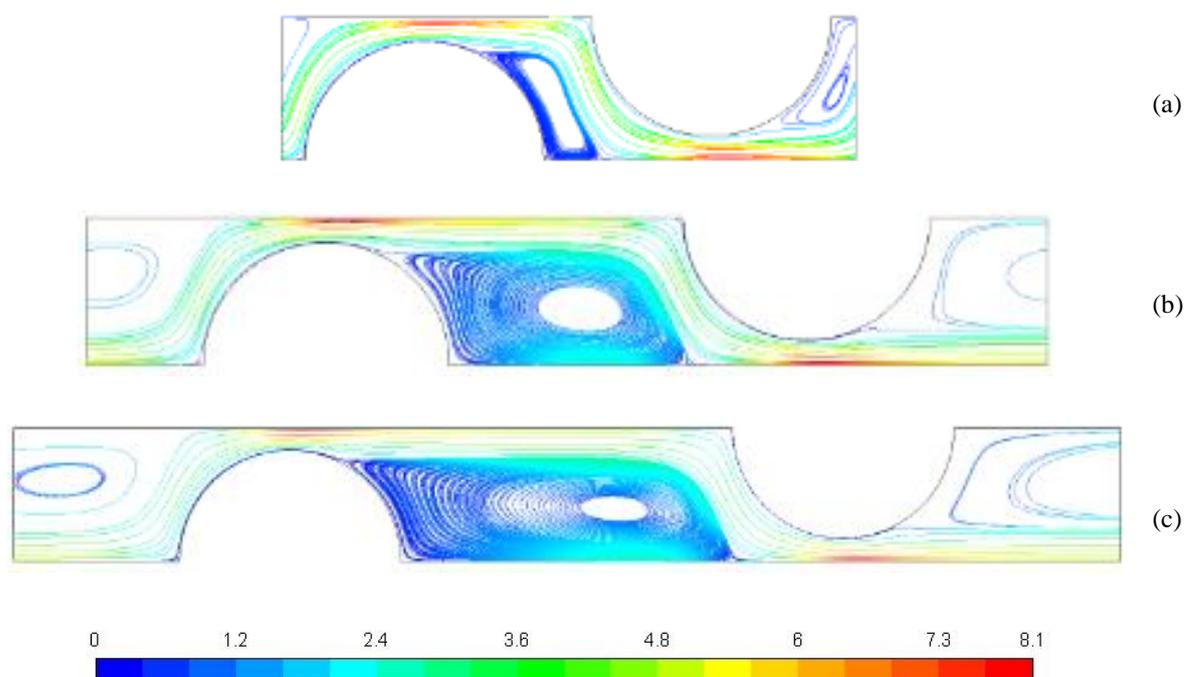
Figura 17 - Representação do campo de velocidade adimensional na direção X com as condições de periodicidade e simetria adotadas



Fonte: Do autor (2017).

O comportamento das zonas de recirculação, bem como suas velocidades adimensionais podem ser observadas na Figura 18. A qual ilustra as linhas de fluxo adimensionais do escoamento que representam as distâncias longitudinal de 1,2, 1,95 e 2,5, nos campos “a”, “b” e “c”, respectivamente.

Figura 18 - Linhas de corrente adimensional para diferentes SI com $Re = 300$, $Pr = 7$ e $n = 0,6$

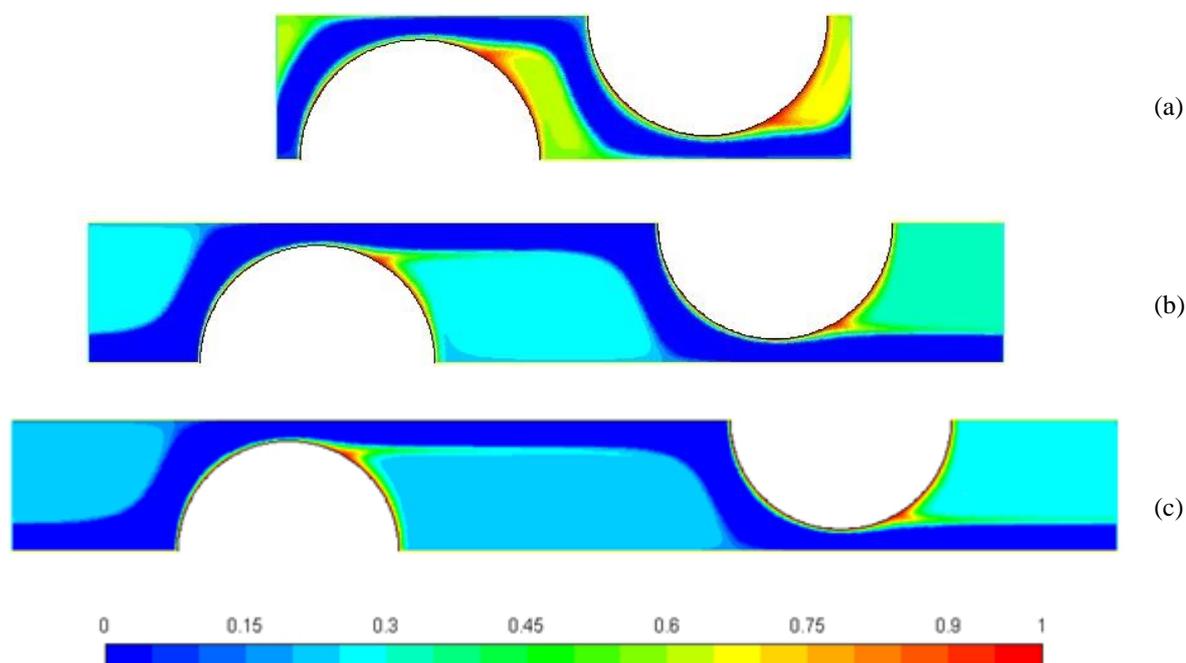


Fonte: Do autor (2017).

Analisando as linhas de corrente adimensional da Figura 18 pode-se perceber, como já constatado anteriormente, que com o aumento de SI ocorre a expansão das zonas de recirculação do fluido. Observa-se também que com o aumento do passo longitudinal ocorre um aumento da velocidade nas zonas de recirculação próximo a linha principal de fluxo e na região de contato dos vórtices. As zonas a jusante, próxima a superfície do cilindro, são as regiões que possuem as menores velocidades.

Os campos de temperatura adimensional são apresentados na Figura 19, na qual o passo longitudinal de 1,2, 1,95 e 2,5 são representados pelos campos “a”, “b”, e “c”, respectivamente. Avaliando estes campos percebe-se que de acordo com o aumento do SI tem-se uma diminuição da temperatura a jusante dos cilindros, isso ocorre devido ao aumento de volume do fluido que escoou nesta região.

Figura 19 - Campos de temperatura adimensional para diferentes Sl com $Re = 300$, $Pr = 7$ e $n = 0,6$



Fonte: Do autor (2017).

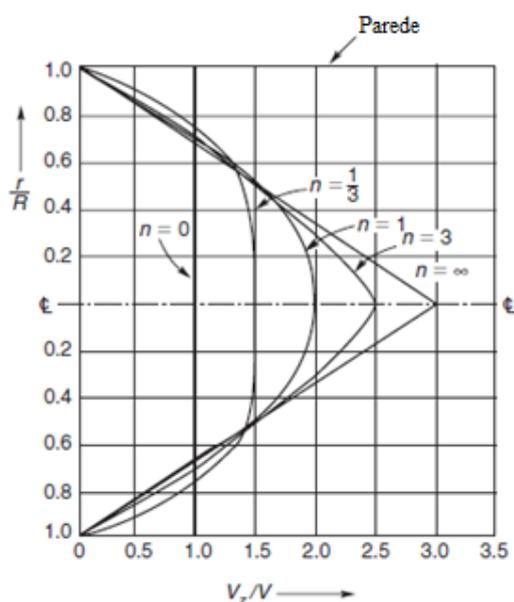
5.2 Influência da variação do índice de comportamento do escoamento sobre o passo longitudinal ótimo

No intuito de analisar a influência da variação do índice de comportamento do escoamento, n , no processo de transferência de calor, que, por conseguinte, resulta em alterações sobre o passo longitudinal ótimo, variou-se este parâmetro de 0,4 a 1. Para estes casos, foram mantidos constantes o número de Prandtl, $Pr = 7$, e o número de Reynolds, $Re = 150$. Foram realizadas simulações numéricas nas quais variou-se o passo longitudinal, Sl , no intuito de obter sua distância ótima que maximize o número de Nusselt, Nu , na superfície dos tubos.

O Gráfico 5 mostra a relação entre o índice de comportamento do escoamento e o somatório do número de Nusselt, $\sum Nu$, na superfície dos tubos em função da variação do Sl de 1,2 a 2,5. Observa-se que ocorre a elevação do $\sum Nu$ de acordo com o aumento do n , ou seja, ocorre um aumento da transferência de calor em função do aumento do índice de comportamento do escoamento.

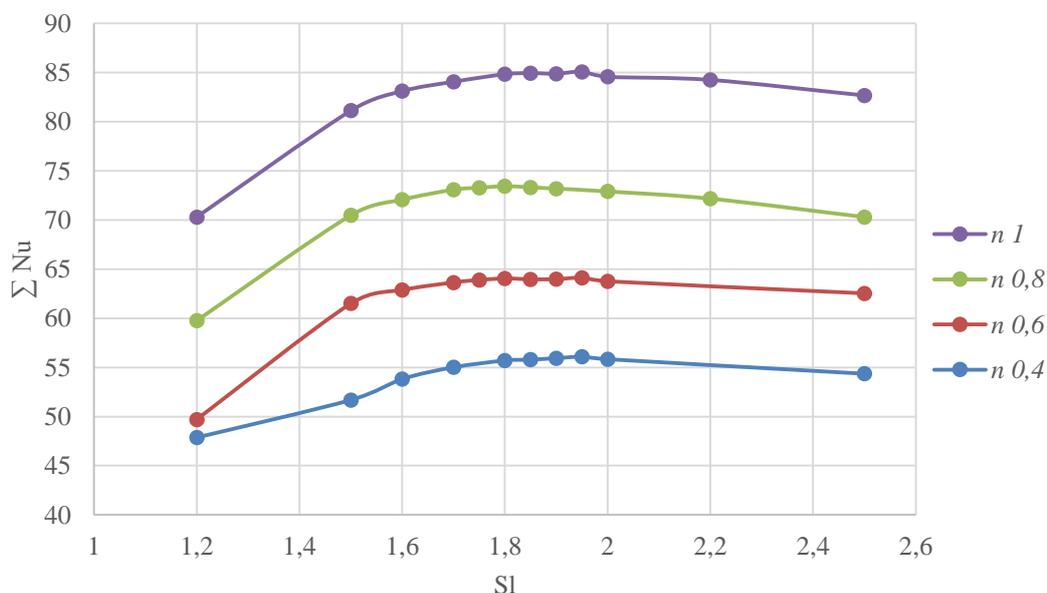
Isto ocorre devido aos perfis de velocidade dos fluidos power-law que possuem comportamentos diferentes de acordo com o índice de comportamento de escoamento, conforme ilustrado na Figura 20. Percebe-se que quanto mais próximo de $n = 0$, menor é a velocidade máxima do perfil, e conseqüentemente, tem-se uma velocidade máxima maior à medida que n aumenta, resultando, desta forma, no aumento do efeito advectivo, tendo como consequência um aumento na energia térmica transferida.

Figura 20 - Distribuição do perfil de velocidade para fluidos power-law em escoamento laminar



Fonte: CHHABRA, 2008, p. 113.

Gráfico 5 - Relação entre SI e $\sum Nu$ para os valores de n estudados



Fonte: Do autor (2017).

Além dos pontos já citados, pode-se notar que existe um passo longitudinal ótimo em que apresenta $\sum Nu_{m\acute{a}x}$ para cada valor de n . Na Tabela 6, são apresentados os valores das distâncias longitudinais ótimas para cada um dos casos, bem como, os valores de $\sum Nu_{m\acute{a}x}$ em cada um dos pontos.

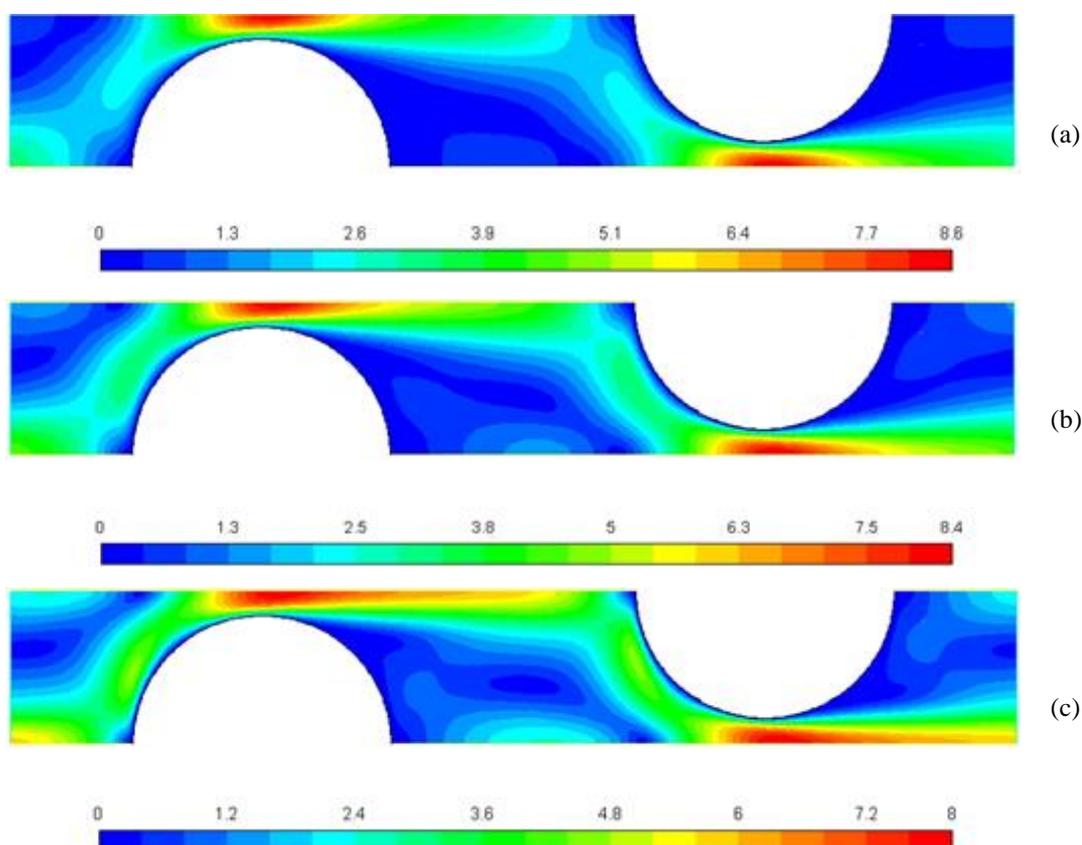
Tabela 6 - Informações do passo longitudinal ótimo para os valores de n estudados

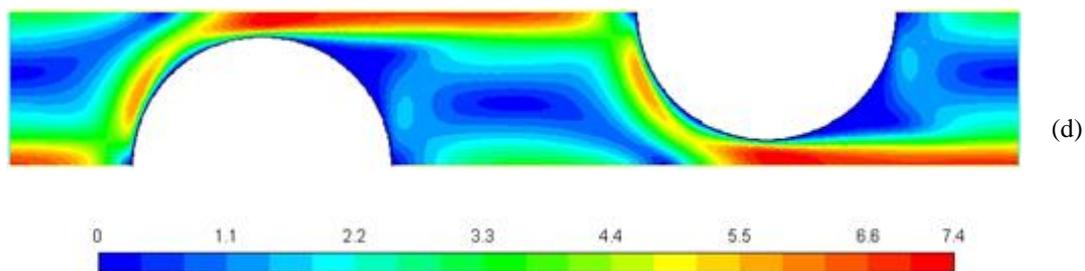
n	SI	$\sum Nu_{m\acute{a}x}$
0,4	1,95	56,081
0,6	1,95	64,125
0,8	1,8	73,443
1	1,95	85,077

Fonte: Do autor (2017).

Os campos da magnitude da velocidade adimensional obtidos para $Re = 150$, $Pr = 7$, utilizando os índices de comportamento do escoamento de 0,4, 0,6, 0,8 e 1 com passo longitudinal de 1,95, são ilustrados na Figura 21 Sendo estes representados respectivamente pelos campos “a”, “b”, “c” e “d”.

Figura 21 - Campos da magnitude da velocidade adimensional para diferentes n com $SI = 1,95$, $Re = 150$ e $Pr = 7$



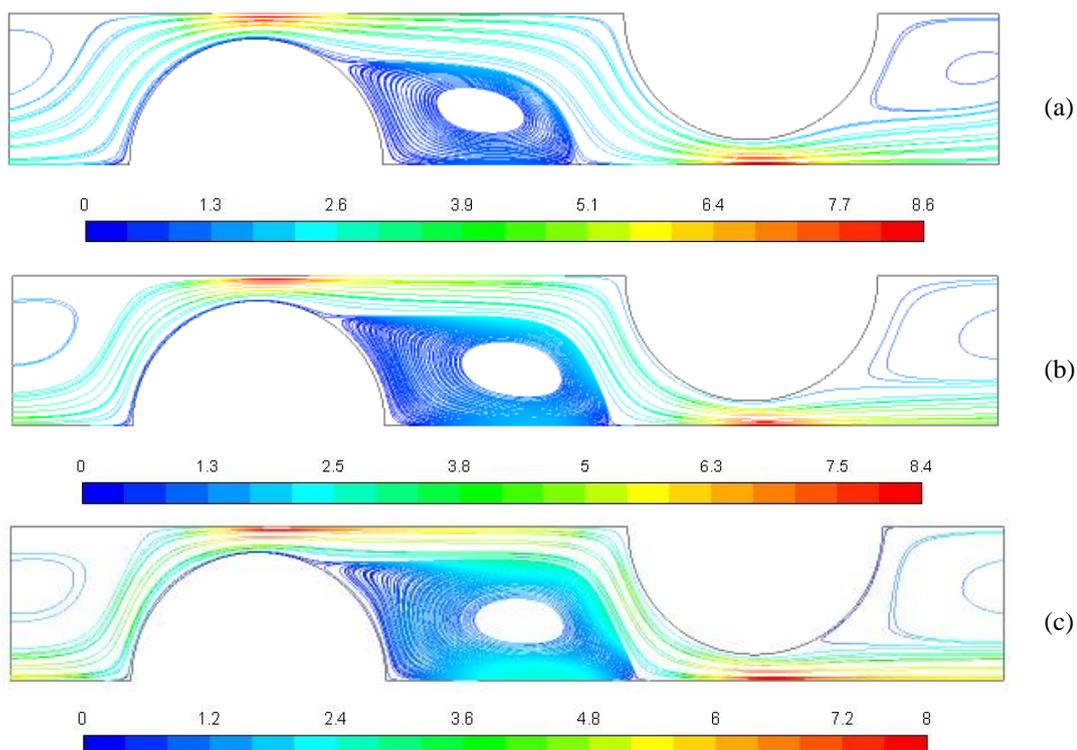


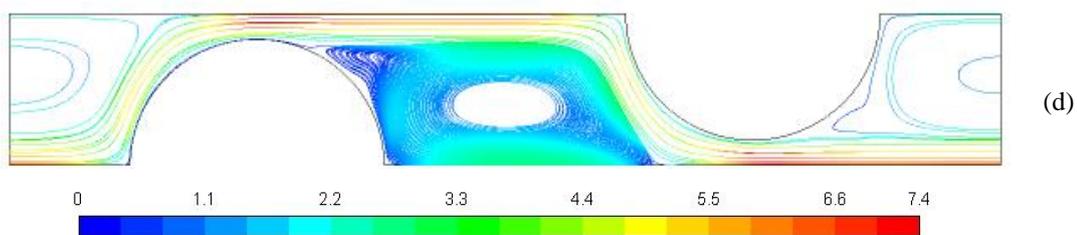
Fonte: Do autor (2017).

Analisando os campos da magnitude da velocidade adimensional ilustrados na Figura 21, nota-se que a velocidade máxima adimensional diminui com o aumento do índice de comportamento do escoamento, contudo, na região de recirculação o escoamento apresenta velocidades maiores quanto maior for o n . Em virtude disto a região próxima a parede do cilindro possui zonas com maior gradiente de velocidade que aumenta o $\sum Nu$ e a taxa de transferência de calor, o que está evidente no Gráfico 5.

A Figura 22 apresenta as linhas de corrente adimensionais do escoamento para $Re = 150$, $Pr = 7$ e utilizando n de 0,4, 0,6, 0,8 e 1 com distância longitudinal de 1,95, os quais são representados respectivamente pelos campos “a”, “b”, “c” e “d”.

Figura 22 - Linhas de corrente adimensional para diferentes n com $Sl = 1,95$, $Re = 150$ e $Pr = 7$

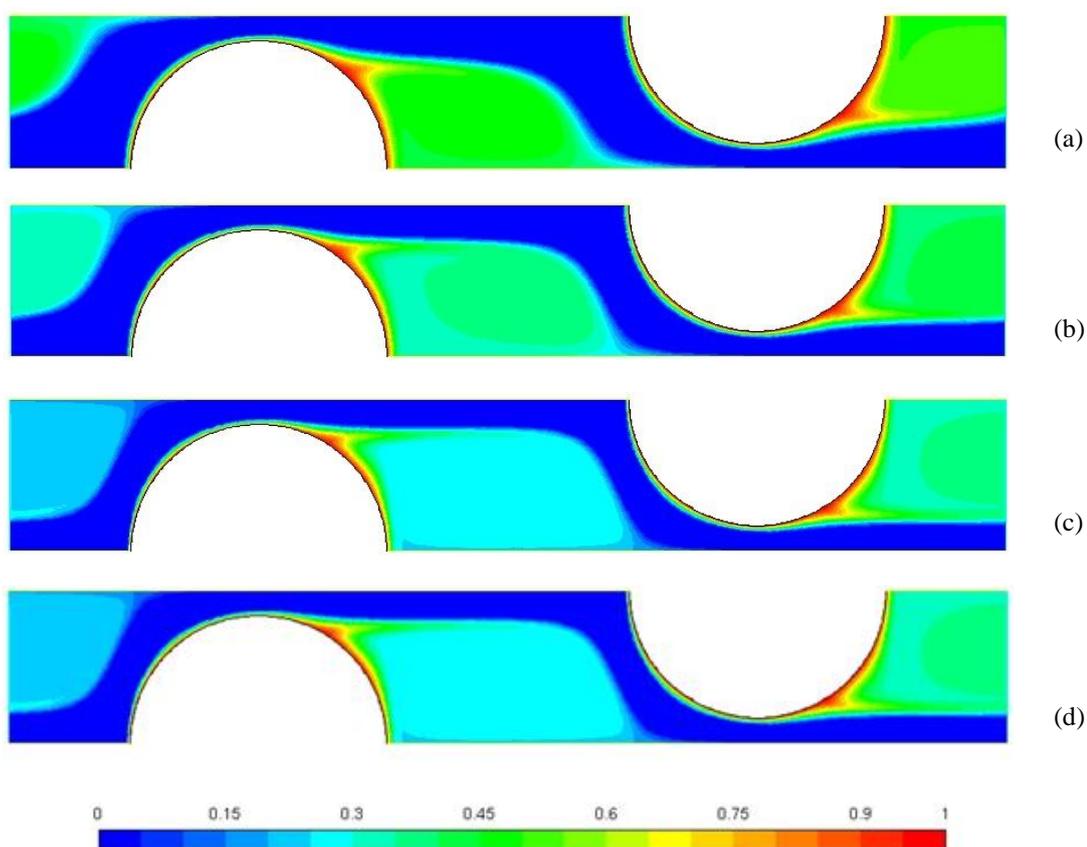




Fonte: Do autor (2017).

Observando o comportamento das linhas de corrente adimensional, ilustradas na Figura 22, nota-se que com o aumento do índice de comportamento do escoamento, as zonas de recirculação crescem. Isso ocorre devido ao aumento de velocidade, e consequentemente, a mudança do ponto onde ocorre a separação da camada limite, aumentando assim as zonas de recirculação tanto na horizontal como na vertical. Isto também resulta no aumento da velocidade nas zonas de recirculação próximo a linha principal de fluxo e na região de contato dos vórtices.

Figura 23 - Campos de temperatura adimensional para diferentes n com $Sl = 1,95$, $Re = 150$ e $Pr = 7$



Fonte: Do autor (2017).

A Figura 23 apresenta os campos de temperatura adimensional para os casos de $Re = 150$, $Pr = 7$, utilizando os índices de comportamento do escoamento de 0,4, 0,6, 0,8 e 1 com $Sl = 1,95$, sendo estes representados respectivamente pelos campos “a”, “b”, “c” e “d”. Analisando estes campos percebe-se a diminuição da linha de fluxo principal, a qual possui a menor temperatura, com o aumento de n , isso ocorre devido ao aumento de velocidade, como já explicado. Nota-se também a diminuição da temperatura nas zonas a jusante dos cilindros, porém, não houveram variações significativas, mesmo com os diferentes casos apresentando variações do Nu , como pode ser observado no Gráfico 5. Isto se deve a condição de periodicidade, que resulta em variações de temperatura iguais na entrada e na saída do domínio.

6 CONCLUSÕES

No presente trabalho é apresentado um estudo bidimensional que emprega a Teoria Construtal para aprimorar o desempenho de um trocador de calor com arranjo de tubos alternados, maximizando a transferência de calor através da otimização do design.

Os casos avaliados possuem um grau de liberdade, variação das dimensões no eixo X, e as restrições geométricas impostas pelo diâmetro dos tubos e o passo transversal. O passo longitudinal (SI) da geometria foi variado de forma a maximizar a transferência de calor na superfície dos tubos. Para tal estudo foram utilizados fluidos não newtonianos com escoamento laminar em regime permanente de fluidos incompressíveis variando o número de Reynolds de 75 a 1200 e o índice de comportamento do escoamento de 0,4 a 1. Utilizou-se versão acadêmica do *software* ANSYS Fluent, que através do método dos volumes finitos, resolveu as equações governantes do problema.

Analisando os resultados obtidos no capítulo quatro, é possível apontar algumas conclusões sobre o estudo realizado. Mediante a realização do teste de independência de malha foi possível concluir que a malha M4, a qual possui 33543 números de elementos com tamanho de 0,01 m, proporciona resultados que independem da malha utilizada para discretizar o problema, devendo-se, portanto, utilizá-la para a realização das simulações deste estudo.

Percebe-se também, que o código numérico utilizado para a solução dos problemas é válido e confiável. Comparando as soluções obtidas utilizando a metodologia numérica com as soluções analíticas do perfil de velocidades, para um escoamento completamente desenvolvido

em um tubo de seção circular de um fluido power-law, constata-se que as soluções são análogas, possuindo com um erro relativo máximo entre as duas soluções de 0,17%.

A partir dos resultados obtidos no capítulo cinco, para um escoamento com $Pr = 7$, $n = 0,6$ e o Re variando de 75 a 1200, conclui-se que conforme ocorre a variação do número de Reynolds, tem-se modificações nos espaçamentos longitudinais ótimos que maximizam a transferência de calor. É possível notar que o aumento do Re influencia positivamente na transferência de calor, devido ao aumento do $\sum Nu$. Observa-se, que para os casos estudados as distâncias longitudinais ótimas, que ocorrem no ponto onde $\sum Nu_{máx}$, para os casos nos quais o Re varia de 75 a 300 foi 1,95. E os casos com Re igual a 800 e 1200, apresentaram uma distância longitudinal ótima de 2,2.

Também se analisou a influência da variação do índice de comportamento do escoamento sobre o passo longitudinal ótimo, considerando um escoamento com $Pr = 7$, $Re = 150$ e n variando de 0,4 a 1. Os resultados mostram que ocorre um aumento da transferência de calor em função do aumento do índice de comportamento do escoamento, por meio do aumento do $\sum Nu$. Os valores das distâncias longitudinais ótimas, que são caracterizados pelos locais onde o $\sum Nu_{máx}$, para os n de 0,4, 0,6 e 1 são de 1,95, e para o n de 0,8 é de 1,8.

Por fim, sugere-se alguns tópicos para a continuação deste estudo em trabalhos futuros. Como por exemplo, realizar a otimização do passo transversal e em seguida a do diâmetro dos tubos, verificando a sua influência no processo de transferência de calor para este mesmo estudo. Outra possibilidade é avaliar a influência do número de Reynolds, do número de Prandtl e do índice de comportamento do escoamento diferentes dos empregados, utilizando o modelo power-law ou outros modelos como os modelos de plásticos de bingham, herschel-bulkley ou o modelo de casson.

REFERÊNCIAS

- BEJAN, Adrian; LORENTE, Sylvie. **Constructal law of design and evolution: Physics, biology, technology, and society**. Journal of applied physics, v. 113, p. 151301, 2013.
- BEJAN, Adrian; LORENTE, Sylvie. **The constructal law of design and evolution in nature**. Philosophical transactions of the royal society B, v. 365, p. 1335-1347, 2010.
- BHARTI, 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, 2008.
- BLACKADDER, D. A.; NEEDERMAN, R.M. **Manual de operações unitárias**. Editora Remus, 2004.
- ÇENGEL, Yunnus A.; GHAJAR, Afshin J. **Heat and mass transfer: Fundamentals & Applications**. 5ª Edição. Editora Mc Graw Hil - New York, 2015.
- ÇENGEL, Yunnus A.; GHAJAR, Afshin J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4ª Edição. Editora AMGH - São Paulo, 2012.
- ÇENGEL, Yunus A.; CIMBALA, John M. **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações**. Editora AMGH - São Paulo, 2006.
- CHHABRA, R. P.; RICHARDSON, J. P. **Non-Newtonian flow and applied rheology: Engineering applications**. 2. ed. EUA: Butterworth-Heinemann/IchemE, 2008.
- FAGUNDES, Tadeu M. **Design construtal de caminhos de condução assimétricos trifurcados**. 2016. 66f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.
- FORTUNA, Armando de Oliveira. **Técnicas computacionais para dinâmica dos fluidos: conceitos básicos e aplicações**. 2ª Edição. Editora EDUSP - São Paulo, 2012.
- FOX, Robert W.; PRITCHARD, Philip J.; MCDONALD, Alan T. **Introdução a mecânica dos fluidos**. 7ª Edição. Editora LTC - Rio de Janeiro, 2010.

GOMES, Mateus N. **Constructal design de dispositivos conversores de energia das ondas do mar em energia elétrica do tipo coluna de água oscilante**. 2014. 149f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2014.

GOTSCHLICH, Maria Fernanda Lozier. **Escoamento de fluidos não newtonianos: revisão da literatura e análise de correlações para fator de atrito e coeficiente de perda localizada**. 2011. 91f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Alimentos) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis 2011.

GOULART, Marcelo M. **Estudo numérico da geometria de um dispositivo de galgamento onshore em escala real empregando constructal design**. 2014. 108f. Dissertação (Mestrado em Modelagem Computacional) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2014.

HERMANY, Lober. **Aproximações estabilizadas de fluidos puramente viscosos sujeitos a limites de escoamento**. 2012. 71f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

HERMANY, Lober. **Design construtal aplicado a escoamento de fluidos viscoplásticos sobre dutos de seção elíptica**. 2016. 83f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P.; BERGMAN, Theodore L.; LAVINE, Adrienne S. **Fundamento de transferência de calor e de massa**. 6ª Edição. Editora LTC - Rio de Janeiro, 2008.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P.; BERGMAN, Theodore L.; LAVINE, Adrienne S. **Introduction to heat transfer**. 6ª Edição. Editora John Wiley & Sons - New Jersey, 2011.

MALISKA, Clovis R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2ª Edição. Editora LTC - Rio de Janeiro, 2014.

RAO, P. K.; SAHU, K. A.; CHHABRA, R. P. **Flow of Newtonian and Power-Law Fluids Past an Elliptical Cylinder: A Numerical Study**. American Chemical Society, v. 49, p. 6649, 2010.

SCHMIDT, Frank W.; HENDERSON, Robert E.; WOLGEMUTH, Carl H. **Introdução às ciências térmicas: Termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor**. 2ª Edição. Editora Edgard Blücher - São Paulo, 2004.

SILVA, Edna Lúcia; MENEZES, Estera Muszkat. **Metodologia da pesquisa e elaboração de dissertação**. 4. ed.. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, 2005.

SORIANO, Humberto Lima. **Elementos finitos: formulação e aplicação na estática e dinâmica das estruturas**. Editora Ciência Moderna - Rio de Janeiro, 2009.

SOUZA, Adriano Fagali. **Engenharia integrada por computador e sistemas CAD/CAM/CNC: princípios e aplicações**. Editora Artliber - São Paulo, 2009.



UNIVATES

R. Avelino Tallini, 171 | Bairro Universitário | Lajeado | RS | Brasil
CEP 95900.000 | Cx. Postal 155 | Fone: (51) 3714.7000
www.univates.br | 0800 7 07 08 09