

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

JOSÉ GUSTAVO CAMPOS MARUO

**DESENVOLVIMENTO DE PLANILHAS INTERATIVAS ONLINE PARA CÁLCULOS  
DE TROCADORES DE CALOR**

UBERLÂNDIA  
2023

JOSÉ GUSTAVO CAMPOS MARUO

**DESENVOLVIMENTO DE PLANILHAS INTERATIVAS ONLINE PARA CÁLCULOS  
DE TROCADORES DE CALOR**

Projeto de Fim de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Trocadores de Calor

Orientador: Prof. Dr. João Rodrigo Andrade

UBERLÂNDIA

2023

JOSÉ GUSTAVO CAMPOS MARUO

**DESENVOLVIMENTO DE PLANILHAS INTERATIVAS ONLINE PARA CÁLCULOS  
DE TROCADORES DE CALOR**

Projeto de Fim de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Trocadores de Calor

Uberlândia, 04 de dezembro de 2023.

Banca examinadora:

---

Prof. Dr. João Rodrigo Andrade – UFU

---

Prof<sup>a</sup>. Dra. Ana Marta de Souza – UFU

---

Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes – UFU

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente ao Prof. Dr. João Rodrigo Andrade por me permitir participar deste projeto, além de sempre se dispor a orientar com paciência e expertise.

Aos meus pais, por me permitirem chegar tão longe através de seu apoio e incentivo.

À minha namorada, Cecília, pela amizade e companhia em todos os momentos.

À Universidade Federal de Uberlândia e por tudo que aprendi ao longo dos anos de curso.

*“Aprender é a única coisa de que a mente nunca se cansa, nunca tem medo e nunca se arrepende.”*

Leonardo da Vinci

## RESUMO

A análise e dimensionamento de trocadores de calor tem se mostrado de grande relevância para processos industriais, comerciais e didáticos, principalmente quando se visa o controle da temperatura de fluidos. Nesse contexto, o presente trabalho tem como objetivo a disponibilização de uma ferramenta gratuita e de fácil utilização para cálculos gerais de três tipos de trocadores de calor (trocador de calor bitubular, trocador de calor a placas e trocador de calor tipo casco e tubos), desconsiderando-se mudanças de fase dos fluidos. Para tanto, um algoritmo já implementado em linguagem *MatLab*<sup>®</sup> foi adaptado para a linguagem *Google Apps Script*<sup>®</sup> aplicada a uma planilha online, mantendo-se a base teórica. A confiabilidade desta ferramenta é validada através da comparação dos resultados com três diferentes referências, sendo uma para cada tipo de trocador de calor abrangido. As respostas obtidas se mostraram coerentes com a literatura e, principalmente, muito semelhantes às do algoritmo original, atestando a exatidão e relevância desta ferramenta como ampliação de um projeto já estruturado, aumentando o alcance dos conceitos aplicados na análise e seleção de trocadores de calor.

**Palavras-chave:** Dimensionamento de trocadores de calor. Algoritmo. Planilha de cálculos. Trocador de calor bitubular. Trocador de calor a placas. Trocador de calor casco e tubos.

## ABSTRACT

The analysis and design of heat exchangers has been shown to be of great relevance for industrial, commercial, or didactic processes, especially when aiming at the control of fluid temperature. In this context, the present work aims to provide a free and easy-to-use tool for general calculations of three types of heat exchangers (bitubular heat exchanger, plate heat exchanger and shell and tube heat exchanger), disregarding fluid phase changes. To this end, an algorithm already implemented in *MatLab*® language was adapted to the *Google Apps Script*® language applied to an online spreadsheet, maintaining the theoretical basis. The reliability of this tool is validated by comparing the results with three different references, one for each type of heat exchanger covered. The answers obtained were consistent with the literature and, mainly, very similar to those of the original algorithm, attesting to the accuracy and relevance of this tool as an extension of an already structured project, increasing the scope of the concepts applied in the analysis and selection of heat exchangers.

**Keywords:** Heat Exchanger Design. Algorithm. Calculation sheet. Double pipe heat exchanger. Plate heat exchanger. Shell and tube heat exchanger.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Condução de calor através de uma grande parede plana. Fonte: Çengel e Ghajar (2012). .....	16
Figura 2 - Transferência de calor a partir de uma superfície quente para o fluido por convecção livre e forçada. Fonte: Çengel e Ghajar (2012). .....	18
Figura 3 - Regimes de escoamento para trocador de calor de tubo duplo. Fonte: Çengel e Ghajar (2012). .....	24
Figura 4 – Trocador de calor bitubular com grampo <i>hairpin</i> . Fonte: Thulukkanam (2013). .....	24
Figura 5 – Esquema de trocador de calor casco e tubos, com um passe no casco e um passe nos tubos. Fonte: Çengel e Ghajar (2012). .....	25
Figura 6 – Detalhes construtivos de um trocador de calor tipo serpentina. Fonte: Thulukkanam (2013). .....	26
Figura 7 – Partes principais de um trocador de calor a placas e gaxeta. Fonte: Gut (2003). .....	27
Figura 8 – Trocador de calor de placas espirais. Fonte: Thulukkanam (2013). .....	27
Figura 9 – Representação esquemática da seção transversal de um trocador de calor de lamelas. Fonte: Thulukkanam (2013). .....	28
Figura 10 – Exemplo de radiador automotivo. Fonte: Çengel e Ghajar (2012). .....	29
Figura 11 – Regeneradores rotativos tipo disco (fluxo axial) e tipo tambor (fluxo radial). Fonte: Thulukkanam (2013). .....	30
Figura 12 – Configurações de escoamento em trocadores de calor de escoamento cruzado. Fonte: Çengel e Ghajar (2012). .....	32
Figura 13 – Configurações de escoamentos em um trocador de calor casco e tubos com multipasses. Fonte: Çengel e Ghajar (2012). .....	34
Figura 14 – Configurações de escoamentos em um trocador de calor casco e tubos com multipasses. Fonte: Çengel e Ghajar (2012). .....	38
Figura 15 – Variação de temperatura dos fluidos em um trocador de calor de tubo duplo com escoamento paralelo. Fonte: Çengel e Ghajar (2012). .....	42
Figura 16 – Variação de temperatura dos fluidos em um trocador de calor de tubo duplo com escoamento contracorrente. Fonte: Çengel e Ghajar (2012). .....	45
Figura 17 – Seção transversal de um trocador de calor bitubular. Fonte: Incropera et al (2014). .....	50



Figura 18 – Representação do pacote de placas de um trocador de calor de placas corrugadas e seu escoamento alternado nos canais. Fonte: Gut (2003). .....	55
Figura 19 – Características geométricas de uma placa tipo Chevron. Fonte: Gut (2003). .....	56
Figura 20 – Divisão de canais em um trocador de calor de placas corrugadas. Fonte: Gut (2003). .....	57
Figura 21 – Possíveis arranjos de passes para um trocador de calor de placas corrugadas com 11 canais. Fonte: Gut (2003). .....	58
Figura 22 – Trocador de calor tipo casco e tubos modelo BEM. Fonte: TEMA (2019) apud Junior, Montegutti, Haus (2016). .....	63
Figura 23 – Geometria básica da seção transversal de um trocador de calor tipo casco e tubos com chicana. Fonte: Thulukkanam (2013). .....	66
Figura 24 – Principais configurações espaciais dos tubos de um trocador de calor tipo casco e tubos: (a) $\theta_{tp} = 30^\circ$ , (b) $\theta_{tp} = 60^\circ$ , (c) $\theta_{tp} = 90^\circ$ , (d) $\theta_{tp} = 45^\circ$ . Fonte: Thulukkanam (2013). .....	67
Figura 25 – Corte da chicana de um trocador de calor tipo casco e tubos. Fonte: Thulukkanam (2013). .....	69
Figura 26 – Parâmetros básicos do arranjo de tubos de um trocador de calor tipo casco e tubos. Fonte: Thulukkanam (2013). .....	71
Figura 27 – Exemplo esquemático de configuração de espaçamentos de chicanas. Fonte: Thulukkanam (2013). .....	76
Figura 28 – Método de cálculo da temperatura média nos lados do casco e do tubo e na parede do tubo. Fonte: Thulukkanam (2013). .....	80
Figura 29 – Regiões da perda de pressão no lado do casco de um casco TEMA E. Fonte: Thulukkanam (2013), adaptado. .....	81
Figura 30 – Arranjos quadrangular e triangular de tubos de trocadores de calor tipo casco e tubos. Fonte: Kakaç e Liu (2002), adaptado. .....	88
Figura 31 – Exemplo de roteiro em GAS contendo uma função. Fonte: Ganapathy (2016). .....	94
Figura 32 – Aplicação da função em GAS apresentada na Fig.31. Fonte: Ganapathy (2016). .....	94
Figura 33 – Exemplo de aplicação em <i>Microsoft Excel</i> <sup>®</sup> para dimensionamento e seleção de trocadores de calor aletados. Fonte: AUGUSTO M. G. J (2015). .....	95

Figura 34 – Trecho de aplicação em <i>Microsoft Excel</i> <sup>®</sup> para cálculos em trocadores de calor tipo casco e tubos. Fonte: MONEY FRANQUIAS (2020). .....	96
Figura 35 – Trecho da aba inicial da planilha de cálculos. Fonte: O autor. ....	99
Figura 36 – Seção de preenchimento de dados da aba inicial da planilha de cálculos. Fonte: O autor. ....	100
Figura 37 – Seção de preenchimento de dados da aba inicial após execução dos cálculos. Fonte: O autor. ....	100
Figura 38 – Campos de preenchimento da aba inicial exclusivos para trocador de calor bitubular. Fonte: O autor. ....	101
Figura 39 – Campos de preenchimento da aba inicial exclusivos para trocador de calor a placas. Fonte: O autor. ....	101
Figura 40 – Campos de preenchimento da aba inicial exclusivos para trocador de calor tipo casco e tubos. Fonte: O autor. ....	101
Figura 41 – Opção para acesso ao projeto em <i>Google Apps Script</i> <sup>®</sup> a partir da planilha Google. Fonte: O autor. ....	103
Figura 42 – Visão geral do projeto em <i>Google Apps Script</i> <sup>®</sup> . Fonte: O autor. ....	103
Figura 43 - Estrutura básica de uma função em <i>Google Apps Script</i> <sup>®</sup> . Fonte: O autor. ....	104
Figura 44 - Exemplo de chamada de uma função em <i>Google Apps Script</i> <sup>®</sup> . Fonte: O autor. ....	104
Figura 45 – Relatório de cálculos do estudo de caso para trocador de calor bitubular (parte 01). Fonte: O autor. ....	108
Figura 46 – Relatório de cálculos do estudo de caso para trocador de calor bitubular (parte 02). Fonte: O autor. ....	108
Figura 47 – Relatório de cálculos do estudo de caso para trocador de calor a placas (parte 01). Fonte: O autor. ....	110
Figura 48 – Relatório de cálculos do estudo de caso para trocador de calor a placas (parte 02). Fonte: O autor. ....	111
Figura 49 – Relatório de cálculos do estudo de caso para trocador de calor tipo casco e tubos, etapa de estimativa (parte 01). Fonte: O autor. ....	113
Figura 50 – Relatório de cálculos do estudo de caso para trocador de calor tipo casco e tubos, etapa de estimativa (parte 02). Fonte: O autor. ....	114
Figura 51 – Relatório de cálculos do estudo de caso para trocador de calor tipo casco e tubos, etapa de análise (parte 01). Fonte: O autor. ....	116

Figura 52 – Relatório de cálculos do estudo de caso para trocador de calor tipo casco e tubos, etapa de análise (parte 02). Fonte: O autor..... 116

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores típicos do coeficiente de transferência de calor por convecção. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).....	19
Tabela 2 – Emissividade de alguns materiais a 300 K. Fonte: Çengel e Ghajar (2012). .....	21
Tabela 3 – Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor em trocadores de calor. Fonte: Çengel e Ghajar (2012). ....	39
Tabela 4 – Relações para cálculo de efetividade de alguns trocadores de calor. Fonte: Incropera <i>et al</i> (2014). ....	48
Tabela 5 – Relações para cálculo do NUT de alguns trocadores de calor. Fonte: Incropera <i>et al</i> (2014). ....	49
Tabela 6 – Número de Nusselt para escoamento laminar completamente desenvolvido no espaço anular com uma superfície isotérmica e outra adiabática. Fonte: Çengel e Ghajar (2012). ....	54
Tabela 7 – Parâmetros para correlação do número de Nusselt em trocadores de calor de placas com ranhuras Chevron. Fonte: Saunders (1988) apud Gut (2003). ....	60
Tabela 8 – Parâmetros para correlação do fator de atrito em trocadores de calor de placas com ranhuras Chevron. Fonte: Saunders (1988) apud Gut (2003). ....	61
Tabela 9 – Aproximações do coeficiente global de transferência de calor para análises preliminares. Fonte: Kakaç e Liu (2002).....	64
Tabela 10 – Parâmetros para correlação do fator de Colburn em trocadores de calor tipo casco e tubos. Fonte: Kakaç e Liu (2002). ....	79
Tabela 11 – Parâmetros para correlação do fator de Colburn em trocadores de calor tipo casco e tubos. Fonte: Kakaç e Liu (2002). ....	82
Tabela 12 – Listagem de arquivos e funções do algoritmo. Fonte: O autor. ....	105
Tabela 13 – Comparação entre resultados de referência e do algoritmo em <i>Google Apps Script</i> <sup>®</sup> , para o estudo de caso do trocador de calor bitubular. Fonte: O autor. .....	109
Tabela 14 – Comparação entre resultados de referência e do algoritmo em <i>Google Apps Script</i> <sup>®</sup> , para o estudo de caso do trocador de calor a placas. Fonte: O autor. .....	111

Tabela 15 – Comparação entre resultados de referência e do algoritmo em <i>Google Apps Script</i> <sup>®</sup> , para o estudo de caso do trocador de calor tipo casco e tubos, etapa de estimativa. Fonte: O autor. ....	114
Tabela 16 – Comparação entre resultados de referência e do algoritmo em <i>Google Apps Script</i> <sup>®</sup> , para o estudo de caso do trocador de calor tipo casco e tubos, etapa de análise. Fonte: O autor. ....	117

## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO .....	12
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	14
2.1. Calor e o estudo de suas taxas de transferência .....	14
2.2. Mecanismos de transferência de calor .....	15
2.2.1. Condução .....	15
2.2.2. Convecção .....	17
2.2.3. Radiação .....	20
2.3. Trocadores de calor e suas classificações .....	22
2.3.1. Classificação de acordo com a construção .....	23
2.3.1.1. Trocadores de calor tubulares .....	23
2.3.1.2. Trocadores de calor de placas.....	26
2.3.1.3. Trocadores de calor com superfícies estendidas.....	28
2.3.1.4. Regeneradores .....	29
2.3.2. Classificação de acordo com o processo de transferência de calor.....	30
2.3.3. Classificação de acordo com o grau de compactação da superfície.....	31
2.3.4. Classificação de acordo com o arranjo dos escoamentos .....	32
2.3.5. Classificação de acordo com o número de passes .....	33
2.3.6. Classificação de acordo com a fase dos fluidos.....	34
2.3.7. Classificação de acordo com o mecanismo de transferência de calor .....	35
2.4. Seleção de trocadores de calor .....	36
2.5. Coeficiente global de transferência de calor .....	36
2.6. Análise de trocadores de calor .....	40
2.7. Método da média logarítmica das diferenças de temperaturas .....	42
2.8. Método da efetividade-NUT .....	46
2.9. Análise de trocadores de calor bitubulares .....	50
2.9.1. Geometria .....	50

2.9.2. Transferência de calor.....	51
2.9.3. Perda de pressão.....	54
2.10. Análise de trocadores de calor de placas corrugadas .....	55
2.10.1. Geometria .....	55
2.10.2. Transferência de calor.....	58
2.10.3. Perda de pressão.....	60
2.11. Análise de trocadores de calor tipo casco e tubos.....	62
2.11.1. Método de Bell-Delaware .....	63
2.11.1.1. Dimensionamento aproximado do trocador de calor .....	64
2.11.1.2. Avaliação dos parâmetros geométricos (cálculos auxiliares).....	68
2.11.1.3. Determinação de fatores de correção para transferência de calor e perda de pressão.....	73
2.11.1.4. Cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor e da perda de pressão no lado do casco.....	77
2.11.1.4.1. Coeficiente convectivo de transferência de calor .....	77
2.11.1.4.2. Perda de pressão.....	80
2.11.1.5. Cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor e da perda de pressão no lado dos tubos.....	83
2.11.1.5.1. Coeficiente convectivo de transferência de calor .....	83
2.11.1.5.2. Perda de pressão.....	85
2.11.1.6. Comparação dos resultados com as especificações de projeto .....	86
2.11.2. Método de Kern.....	86
2.11.2.1. Dimensionamento aproximado do trocador de calor .....	87
2.11.2.2. Avaliação dos parâmetros geométricos (cálculos auxiliares).....	87
2.11.2.3. Cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor e da perda de pressão no lado do casco.....	89
2.11.2.3.1. Coeficiente convectivo de transferência de calor .....	89
2.11.2.3.2. Perda de pressão.....	90

2.11.2.4. Cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor e da perda de pressão no lado dos tubos.....	90
2.11.2.5. Comparação dos resultados com as especificações de projeto .....	90
2.12. Linguagem JavaScript .....	91
2.12.1. Aplicações.....	92
2.12.2. Google Apps Script .....	93
2.13. Ferramentas de cálculo e análise de trocadores de calor disponíveis atualmente.....	95
3. ALGORITMO E INTERFACE .....	98
3.1. Interface de utilização.....	98
3.2. Estrutura do algoritmo.....	102
4. VALIDAÇÃO DO ALGORITMO .....	107
4.1. Trocador de calor bitubular .....	107
4.2. Trocador de calor de placas corrugadas.....	110
4.3. Trocador de calor tipo casco e tubos .....	112
5. CONCLUSÃO.....	118
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	120
ANEXOS .....	122
ANEXO A: CLASSIFICAÇÃO TEMA DAS FORMAS CONSTRUTIVAS DE TROCADORES DE CALOR TIPO CASCO E TUBOS.....	122



## 1. INTRODUÇÃO

O calor sempre foi percebido como algo que produz uma sensação de aquecimento, mas ninguém poderia imaginar que sua natureza fosse um dos primeiros conceitos entendidos pela humanidade (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Segundo Van Wylen *et al* (2003), o calor nada mais é do que uma forma de transferência de energia (térmica) entre dois meios (ou sistemas) com diferentes temperaturas, graças ao próprio gradiente de temperatura e no sentido do sistema com maior temperatura para aquele com menor temperatura.

Muitos equipamentos no âmbito da engenharia são projetados com base nessa transferência de energia (calor), como caldeiras, fornos, refrigeradores e coletores de energia solar (ÇENGEL; GHAJAR, 2012), e um dos principais tipos são os trocadores de calor, os quais muitas vezes atuam como subcomponentes de outros equipamentos.

Ainda de acordo com Çengel e Ghajar (2012), tais trocadores de calor têm por objetivo facilitar a passagem do calor entre dois fluidos com diferentes temperaturas, sem que ocorra a mistura entre esses fluidos e com a troca de energia acontecendo principalmente através de condução e convecção. Os princípios destes equipamentos são utilizados em uma grande variedade de sistemas térmicos, como sistemas de aquecimento e ar-condicionado domésticos, refrigeradores alimentícios, radiadores automotivos, sistemas de controle de temperatura em processos industriais, entre outras aplicações.

Tendo em vista a ampla atuação dos trocadores de calor, o correto cálculo e dimensionamento de seus componentes pode se mostrar de vital importância na implementação e otimização de inúmeros processos de fins industriais, comerciais ou didáticos, principalmente aqueles onde se deseja um controle preciso da variação de temperatura de determinado fluido. Portanto, a disponibilidade de ferramentas de cálculos sobre trocadores de calor tem grande influência na facilidade de desenvolvimento e aprimoramento de diversos equipamentos. Porém, tais ferramentas atualmente se mostram relativamente restritas àqueles com maiores conhecimentos em programação computacional.

Dessa forma, o presente trabalho tem como principal objetivo a disponibilização

de uma planilha de cálculos de trocadores de calor para acesso gratuito por alunos e engenheiros da comunidade em geral, com fácil utilização mesmo para operadores sem conhecimento profundo em qualquer linguagem de programação, exigindo apenas os conhecimentos teóricos necessários para definir os parâmetros e variáveis de entrada destes equipamentos. Para tanto, algoritmos para cálculos de trocadores de calor já implementados em *MatLab*<sup>®</sup> e apresentados por Marques (2022) serão traduzidos para a linguagem *JavaScript*<sup>®</sup>, de forma a serem incorporados em uma planilha na plataforma *Google Planilhas*<sup>®</sup>, de acesso online e gratuito, com uma interface de fácil utilização.

Considerando-se tais metas, este trabalho é organizado para fornecer uma revisão bibliográfica, similar àquela já apresentada por Marques (2022), sobre os trocadores de calor (tipos de trocadores, conceitos e equacionamentos), uma breve contextualização sobre a plataforma utilizada para a implementação dos roteiros de cálculos traduzidos e uma apresentação da estrutura adotada para os algoritmos e a maneira correta de utilizá-los, além de uma seção de validação dos cálculos (comparando-se com referências consolidadas) e outra destinada a conclusões sobre o trabalho.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para este trabalho, os conceitos teóricos de interesse estão concentrados na classificação e princípios de funcionamento dos trocadores de calor. Porém, antes de apresentar-se tal teoria, é necessário mostrar ainda algumas definições básicas relacionadas à área de estudos da Termodinâmica, de forma a embasar o conhecimento sobre os trocadores de calor.

### 2.1. Calor e o estudo de suas taxas de transferência

Como dito anteriormente, o calor pode ser entendido como uma forma de transferência de energia térmica entre dois meios com diferentes temperaturas, no sentido da maior temperatura para a menor.

Segundo Çengel e Ghajar (2012), o calor por si só é estudado pela área da *Termodinâmica*, a qual trabalha com estados termodinâmicos em equilíbrio e transformações de um estado de equilíbrio para outro, focando, portanto, apenas na quantidade de energia transferida e deixando de lado o tempo de duração dos processos termodinâmicos. Porém, na prática a velocidade com que a energia térmica é transferida é tão importante quanto a quantidade de calor em si, como ocorre, por exemplo, com garrafas térmicas, as quais inevitavelmente trocam calor entre os meios interno e externo, mas têm por objetivo diminuir a velocidade dessa troca para preservar a temperatura interna por mais tempo.

Por isso, torna-se necessário o estudo das taxas (temporais) com que a energia térmica é trocada em determinada situação, e este escopo atualmente é separado na ciência denominada de *Transferência de Calor*. Nessa área, torna-se possível calcular a variação da temperatura de um meio juntamente com seu tempo de aquecimento ou resfriamento, através da análise de sistemas e fenômenos que não estão em equilíbrio termodinâmico, o que também torna necessária a inclusão de conceitos adicionais aos princípios da *Termodinâmica* básica.

A saber, a primeira e a segunda lei da *Termodinâmica* estabelecem a base inicial para os estudos de *Transferência de Calor*. De acordo com Van Wylen, Sonntag, Borgnakke (2003), a *Primeira Lei da Termodinâmica* (ou princípio da

conservação de energia) estabelece que, durante um processo não cíclico, a variação da energia total de um sistema será igual ao balanço de energia que cruza sua fronteira na forma de calor ou trabalho; enquanto a *Segunda Lei da Termodinâmica* determina, segundo o *enunciado de Clausius*, que é impossível que o calor seja transferido (de forma natural) de um corpo frio para um corpo quente.

Cabe ainda ressaltar que o termo “calor” é muitas vezes utilizado (erroneamente) como sinônimo de “energia”, em expressões como: fluxo de calor, calor latente e calor sensível. Portanto, por conveniência sobre a prática corrente, denomina-se a transferência de energia térmica como *transferência de calor* (ÇENGEL; GHAJAR, 2012), convenção que será também adotada no presente trabalho.

## **2.2. Mecanismos de transferência de calor**

Segundo Çengel e Ghajar (2012), o calor pode ser transferido de três diferentes mecanismos (ou modos): condução, convecção e radiação. Ambos exigem um gradiente de temperatura e ocorrem sempre da maior para a menor temperatura. A seguir, tais modos de transferência de calor serão brevemente apresentados.

### **2.2.1. Condução**

Condução é a transferência de energia das partículas mais energéticas de uma substância para partículas adjacentes menos energéticas, como resultado da interação entre elas. A condução pode ocorrer em sólidos, líquidos e gases (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Em líquidos e gases, a condução deve-se às colisões e difusões das moléculas em seus movimentos aleatórios. Já nos sólidos, ela acontece por causa da combinação das vibrações das moléculas em rede, e a energia é transportada pelos elétrons livres.

A taxa de transferência de calor ( $\dot{Q}$ ) por condução por um meio depende de sua geometria e espessura, do tipo de material que o compõe e da diferença de temperatura entre as extremidades desse meio, e pode ser calculada através da *Lei de Fourier* da condução térmica, visualizável na Eq. (1).

$$\dot{Q}_{cond} = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

No contexto da Eq. (1),  $k$  é a condutividade térmica do material,  $A$  é a área normal à direção da transferência de calor,  $T$  é a temperatura,  $x$  é uma coordenada na direção da espessura do meio (Fig. 1) e  $\frac{dT}{dx}$  representa o gradiente espacial de temperatura, ou a inclinação da curva no gráfico  $T$ - $x$ , na coordenada  $x$  (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

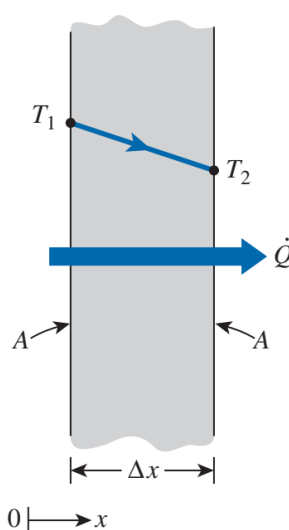


Figura 1 - Condução de calor através de uma grande parede plana. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

A partir da Lei de Fourier expressa na Eq. (1), pode-se concluir que a taxa de condução de calor em dada direção é diretamente proporcional ao gradiente de temperatura nessa direção e à área normal, enquanto é inversamente proporcional à distância entre as superfícies com diferentes temperaturas. Além disso, como o calor é conduzido no sentido da temperatura decrescente, o gradiente de temperatura  $\left(\frac{dT}{dx}\right)$  é negativo no sentido da condução do calor, portanto o sinal negativo na Eq. (1) assegura que a transferência de calor seja positiva para o sentido positivo de  $x$  (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Outro fator importante e diretamente proporcional à taxa de condução de calor é a condutividade térmica ( $k$ ), a qual é uma característica intrínseca do material. Em geral, a condutividade térmica de um sólido é maior que a de um líquido, que por sua vez é maior que a de um gás, e isso se deve, em grande parte, à diferença no espaçamento intermolecular entre esses estados (INCROPERA et al., 2014).

A condutividade térmica de um material pode se relacionar com sua massa específica ( $\rho$ ) e seu calor específico ( $c_p$ ) através da difusividade térmica ( $\alpha$ ), como na Eq. (2).

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot c_p} \quad (2)$$

O produto  $\rho \cdot c_p$  é comumente chamado de capacidade térmica volumétrica e mede a capacidade de um material de armazenar energia térmica. Portanto, a difusividade térmica expressa a velocidade com que determinado material responde às mudanças em suas condições térmicas, ou seja, a velocidade com que o calor se difunde por meio desse material (INCROPERA et al., 2014).

### 2.2.2. Convecção

Segundo Çengel e Ghajar (2012), convecção é o modo de transferência de energia entre uma superfície sólida e um fluido adjacente (líquido ou gasoso) em movimento, combinando os efeitos de condução de calor e de movimento do fluido. Neste caso, a velocidade de movimento do líquido ou gás tem grande influência, pois quanto maior ela for, maior a transferência de calor por convecção, mas caso o fluido apresente velocidade nula o mecanismo de transferência de calor se torna condução pura.

Além disso, os fenômenos de convecção podem ser divididos em convecção forçada - quando o fluido adquire movimento a partir de meios externos (como ventiladores e bombas), como na Fig. 2a - e convecção natural (ou livre), quando o fluido é movimentado através de mecanismos como a diferença de densidades, como na Fig. 2b. A convecção natural engloba também casos com mudança de fase do fluido, visto que esta induz o movimento do fluido através de ocorrências como bolhas de vapor ou gotículas de condensado.

Incropera *et al* (2014) definem ainda que a transferência de calor por convecção abrange, na verdade, dois submecanismos: a difusão ou movimento molecular aleatório (transferência por condução), e a advecção ou movimento macroscópico do fluido (visto que na convecção as moléculas se movem coletivamente ou como agregados, permitindo que mais moléculas troquem calor com a superfície sólida).

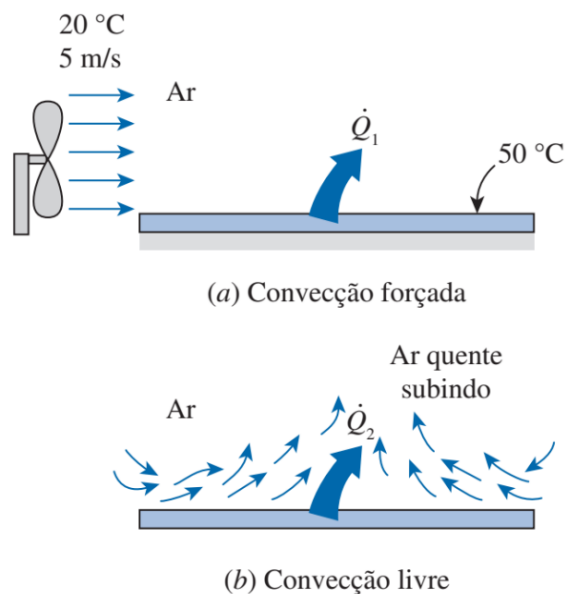


Figura 2 - Transferência de calor a partir de uma superfície quente para o fluido por convecção livre e forçada. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

Apesar da complexidade do mecanismo, observa-se que a taxa de transferência de calor ( $\dot{Q}$ ) por convecção é diretamente proporcional à diferença de temperatura e à área de contato entre superfície e fluido. Tal taxa é convenientemente expressa pela *Lei de Newton do Resfriamento*, como na Eq. (3) (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty) \quad (3)$$

Destaca-se que, na Eq. (3),  $h$  representa o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $A_s$  é a área da superfície sólida por meio da qual ocorre a troca de calor,  $T_s$  é a temperatura da superfície e  $T_\infty$  é a temperatura do fluido quando suficientemente longe da superfície.

Cabe ressaltar que o coeficiente de transferência de calor por convecção ( $h$ ) não é uma propriedade dependente apenas do fluido. Trata-se de um parâmetro determinado experimentalmente, sendo influenciado por todas as variáveis presentes no processo de convecção, como geometria da superfície, natureza do movimento do fluido, propriedades do fluido, etc. A título de ilustração, valores típicos de  $h$  são apresentados na Tab. 1 (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Tabela 1 – Valores típicos do coeficiente de transferência de calor por convecção. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

Tipo de convecção	$h$ [ $W/m^2 \cdot K$ ]
Convecção livre de gases	2 - 25
Convecção livre de líquidos	10 - 1.000
Convecção forçada de gases	25 - 250
Convecção forçada de líquidos	50 - 20.000
Ebulição e condensação	2.500 - 100.000

Uma vez que a convecção envolve o escoamento (ou seja, o movimento) de um fluido, tal escoamento pode ser classificado em diversos tipos (além da divisão entre livre e forçado), sendo que suas características são de grande importância para as taxas de troca de calor por convecção. Como apresentado por Çengel e Ghajar (2012), algumas classificações do escoamento de fluidos podem ser:

- **Escoamento viscoso ou não viscoso:** definido a partir da viscosidade do fluido, a qual representa o nível de aderência interna (por atrito) entre camadas de um mesmo fluido. Basicamente, escoamentos viscosos são aqueles em que os efeitos do atrito são significativos para a análise, neste caso, da transferência de calor.
- **Escoamento externo ou interno:** o escoamento externo ocorre ao longo uma superfície como placa, fio ou tubo, de forma que o fluido esteja em contato tanto com a superfície quanto com outro meio (como a atmosfera). Em contrapartida, no escoamento interno o fluido é confinado em um canal, como um tubo ou duto, sendo completamente delimitado por superfícies sólidas.
- **Escoamento compressível ou incompressível:** em um escoamento incompressível, a densidade do fluido permanece a mesma (ou quase a mesma) ao longo de todo o escoamento, de forma contrária ao escoamento compressível, onde ocorrem variações significativas da densidade do fluido.
- **Escoamento laminar ou turbulento:** o escoamento de fluido altamente ordenado, caracterizado por camadas lisas, é chamado de laminar. Já o movimento desordenado do fluido, geralmente em velocidades elevadas e inconstantes, é definido como escoamento turbulento.
- **Escoamento transiente ou não transiente:** geralmente se definem como escoamentos transientes aqueles que estão em desenvolvimento,



ou seja, cujas propriedades (como pressão ou velocidade) variam ou oscilam significativamente. Dessa forma, escoamentos não transientes possuem propriedades constantes, podendo ser constantes ao longo do tempo (regime permanente) ou ao longo do espaço (regime uniforme).

- **Escoamento uni, bi ou tridimensional:** basicamente, um escoamento é definido como unidimensional, bidimensional ou tridimensional se sua velocidade varia em uma, duas ou três dimensões principais, respectivamente.

### 2.2.3. Radiação

Radiação é a energia emitida pela matéria sob a forma de ondas eletromagnéticas (ou fótons) como resultado de mudanças nas configurações eletrônicas de átomos ou moléculas. Ao contrário da condução e da convecção, a transferência de calor por radiação não exige a presença de um meio interveniente, sendo conseqüentemente mais rápida (à velocidade da luz) e não sofrendo atenuação no vácuo. A radiação é a forma como a energia do Sol atinge a Terra. Além disso, todos os corpos a uma temperatura superior ao zero absoluto emitem radiação térmica, tipo de radiação no escopo dos estudos de transferência de calor (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

A radiação é um fenômeno volumétrico, e todos os sólidos, líquidos e gases a emitem, absorvem ou transmitem em diferentes graus. No entanto, a radiação geralmente é considerada como um fenômeno superficial para sólidos opacos, como metais, madeira e rochas, uma vez que a radiação emitida pelas regiões do interior desses materiais nunca chega à superfície, e a radiação incidente sobre eles normalmente é absorvida por alguns microns a partir da superfície.

A máxima taxa de radiação para uma temperatura termodinâmica de superfície ( $T_s$ ) é emitida por uma superfície idealizada chamada de corpo negro, e pode ser determinada pela *Lei de Stefan-Boltzmann* da radiação térmica, como na Eq. (4) (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

$$\dot{Q}_{emit_{m\acute{a}x}} = \sigma \cdot A_s \cdot T_s^4 \quad (4)$$

Sendo  $\sigma$ , na Eq. (4), a constante de *Stefan-Boltzmann*, que equivale a  $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ , e  $A_s$  a área da superfície. Entretanto, a radiação emitida por superfícies reais a uma mesma temperatura  $T_s$  é proporcional à emissividade  $\varepsilon$  de cada superfície, de acordo com a Eq. (5). Tal propriedade possui valores na faixa de  $0 \leq \varepsilon \leq 1$  e representa o quanto a superfície aproxima-se do comportamento de um corpo negro. A saber, as emissividades de algumas superfícies são listadas na Tab. 2.

$$\dot{Q}_{emit} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot T_s^4 \quad (5)$$

Tabela 2 – Emissividade de alguns materiais a 300 K. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

Material	Emissividade
Alumínio em folhas	0,07
Alumínio anodizado	0,82
Cobre polido	0,03
Ouro polido	0,03
Prata polida	0,02
Aço inoxidável polido	0,17
Pintura preta	0,98
Pintura branca	0,90
Papel branco	0,92 - 0,97
Pavimento asfáltico	0,85 - 0,93
Tijolo vermelho	0,93 - 0,96
Pele humana	0,95
Madeira	0,82 - 0,92
Terra	0,93 - 0,96
Água	0,96
Vegetação	0,92 - 0,96

Outra propriedade importante da radiação de uma superfície é a sua absorvidade  $\alpha$ , que representa a fração de energia de radiação incidente absorvida pela superfície. Assim como a emissividade, seu valor está na faixa de  $0 \leq \alpha \leq 1$ . Um corpo negro absorve toda a radiação incidente sobre ele, sendo, portanto, um perfeito absorvedor e perfeito emissor (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Em geral, tanto  $\varepsilon$  quanto  $\alpha$  de uma superfície dependem da temperatura e do comprimento de onda da radiação. A *Lei de Kirchhoff* do estado da radiação indica que emissividade e absorvidade são iguais para uma mesma superfície a uma determinada temperatura e comprimento de onda. A taxa de absorção da radiação ( $\dot{Q}_{abs}$ ) pode ser expressa como na Eq. (6).

$$\dot{Q}_{abs} = \alpha \cdot \dot{Q}_{inc} \quad (6)$$

Sendo que, na Eq. (6),  $\dot{Q}_{inc}$  é a taxa de radiação incidente na superfície. Para superfícies opacas (não transparentes), a porção de radiação incidente não absorvida pela superfície é refletida.

A diferença entre as taxas de radiação emitida e absorvida pela superfície é a transferência de calor líquida por radiação. Se a taxa de absorção é maior que a taxa de emissão, a superfície está ganhando energia por radiação. Caso contrário, a superfície está perdendo energia por radiação. Em geral, a determinação da transferência de calor líquida por radiação entre duas superfícies depende de suas propriedades, das orientações de uma em relação à outra e da interação no meio entre as superfícies com radiação (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

### 2.3. Trocadores de calor e suas classificações

O processo de troca de calor entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas e se encontram separados por uma parede sólida ocorre em muitas aplicações de engenharia. O equipamento usado para implementar essa troca é conhecido como trocador de calor, e pode ser encontrado no aquecimento de ambientes e condicionamento de ar, na produção de potência, na recuperação de calor em processos e no processamento químico (INCROPERA et al., 2014).

Segundo Çengel e Ghajar (2012), os trocadores de calor se diferem das câmaras de mistura pelo fato de não permitirem a mistura entre os fluidos envolvidos. A transferência de calor em um trocador de calor geralmente envolve a convecção com os fluidos e a condução através da parede que os separa, e na análise desses equipamentos, convém utilizar-se o coeficiente global de transferência de calor  $U$ , que representa a contribuição de todos esses efeitos sobre a transferência de calor do sistema. Além disso, a taxa de transferência de calor entre os dois fluidos depende da magnitude da diferença de temperatura no local, a qual varia ao longo do trocador de calor.

Thulukkanam (2013) constata que os trocadores de calor podem ser classificados segundo diferentes critérios, sendo os principais:

1. Construção
2. Processo de transferência de calor
3. Grau de compactação de superfície
4. Arranjo dos escoamentos
5. Número de passes
6. Fase dos fluidos
7. Mecanismos de transferência de calor

A seguir, cada um destes métodos de classificação é brevemente apresentado.

### **2.3.1. Classificação de acordo com a construção**

A partir do tipo de construção, os trocadores de calor podem ser classificados em quatro categorias: tubulares, de placas, com superfícies estendidas e regeneradores (THULUKKANAM, 2013).

#### **2.3.1.1. Trocadores de calor tubulares**

Conforme Thulukkanam (2013), os trocadores de calor tubulares podem ser subdivididos em: bitubular, tipo casco e tubos e tipo serpentina.

O trocador de calor de tubo duplo (ou bitubular) é o tipo mais simples, sendo constituído por dois tubos concêntricos de diferentes diâmetros, como mostrado na Fig. 3, onde um fluido escoia internamente ao tubo menor, enquanto o outro escoia através do espaço anular entre os tubos. Neste caso, assim como em outros tipos de trocador com tubos concêntricos, o escoamento relativo entre os dois fluidos pode ser paralelo ou contracorrente, quando os fluidos avançam no mesmo sentido ou em sentidos opostos, respectivamente (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Segundo Thulukkanam (2013), os trocadores bitubulares são muitas vezes utilizados com grampos em forma de U (*hairpin*), como na Fig. 4, de forma a aumentar a área de troca de calor sem a necessidade de se estender excessivamente o comprimento de uma única unidade e possibilitar o uso da quantidade requerida de unidades, além de permitir a manutenção de cada uma separadamente. 58

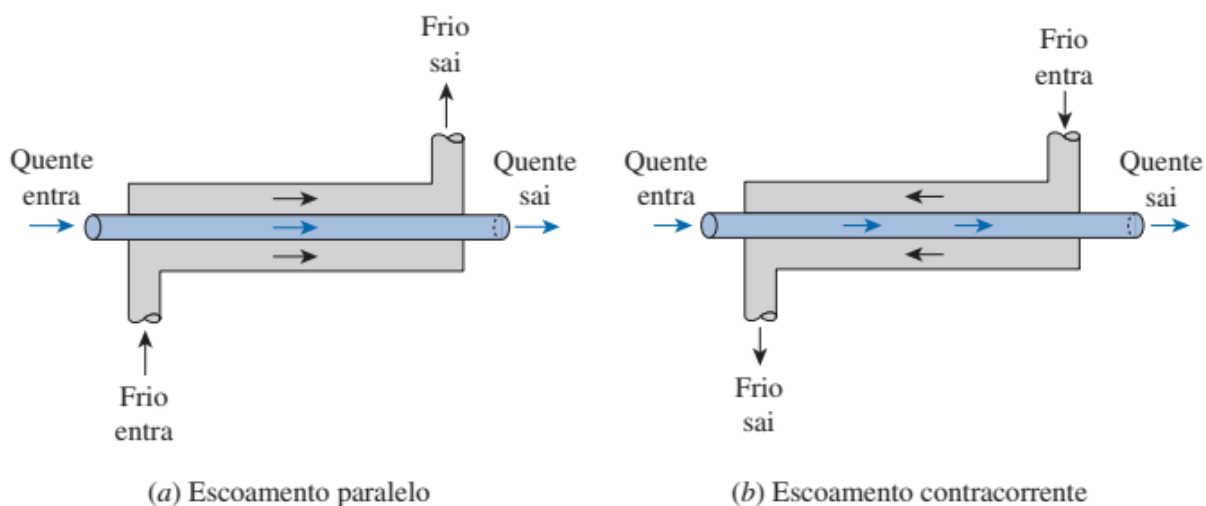


Figura 3 - Regimes de escoamento para trocador de calor de tubo duplo. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

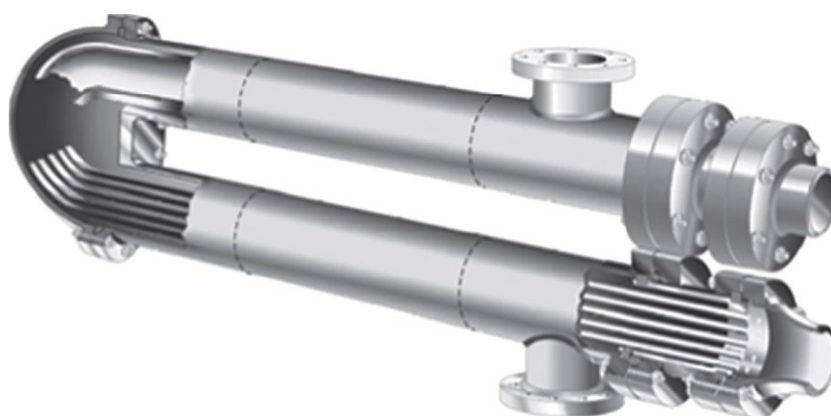


Figura 4 – Trocador de calor bitubular com grampo *hairpin*. Fonte: Thulukkanam (2013).

Por sua vez, o trocador tipo casco e tubos é o mais utilizado em aplicações industriais (com amplo espaço), sendo composto por vários tubos no interior de um casco, todos paralelos entre si, como mostrado na Fig. 5. Um dos fluidos envolvidos na transferência de calor esco internamente aos tubos, enquanto o outro esco no espaço entre os tubos e o casco. Geralmente são colocadas chicanas ao longo do casco para guiar o escoamento do fluido externo (como mostrado na Fig. 5), aumentando a transferência de calor e mantendo a uniformidade do espaçamento entre tubos, além de reforçar a estrutura do trocador de calor. Além disso, os tubos se conectam com uma grande área chamada de caixa de distribuição em ambas as extremidades do casco, onde o fluido interno se acumula antes de entrar e depois de sair.

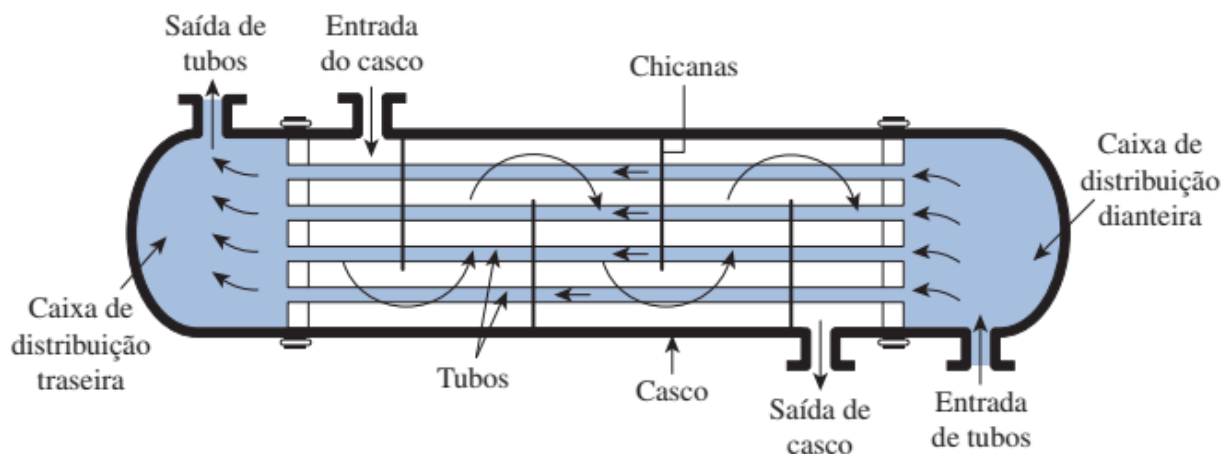


Figura 5 – Esquema de trocador de calor casco e tubos, com um passe no casco e um passe nos tubos. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

Já o trocador de calor tipo serpentina, como definido por Thulukkanam (2013), é composto por uma carcaça contendo vários tubos dúcteis de pequeno diâmetro enrolados em forma de hélice ao redor de um tubo central, como ilustrado na Fig. 6. Um fluxo de alta pressão passa pelo interior dos tubos, enquanto um fluxo de baixa pressão se desenvolve no espaço anular entre os tubos e o casco. Como os tubos se organizam em camadas ao redor do tubo central, pode-se utilizar fluidos diferentes para camadas diferentes ou um único fluido para todos os tubos, ao passo que apenas um fluido escoar na área externa entre os tubos e a carcaça. Esse tipo de trocador de calor apresenta um custo elevado e a desvantagem de impossibilitar a limpeza mecânica dos tubos (devido ao seu diâmetro), o que aumenta a exigência sobre a pureza dos fluidos. Porém, como vantagens, os trocadores de calor tipo serpentina podem trabalhar sob elevadas pressões de operação ou baixas temperaturas, além de permitirem a troca de calor entre três ou mais fluidos e fornecerem uma grande área de troca de calor.

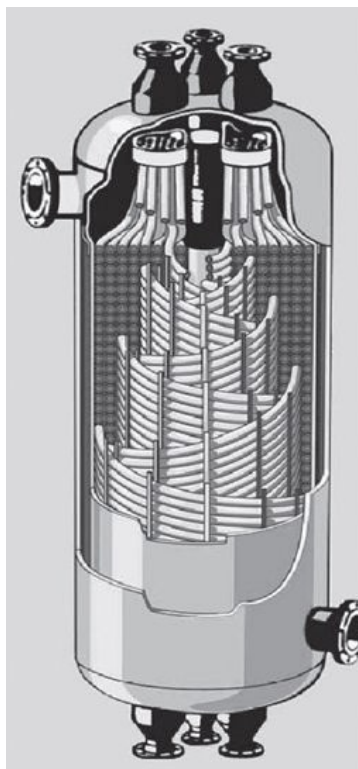


Figura 6 – Detalhes construtivos de um trocador de calor tipo serpentina. Fonte: Thulukkanam (2013).

### 2.3.1.2. Trocadores de calor de placas

Segundo Kakaç e Liu (2002), nos trocadores de calor de placas, os fluidos escoam em canais entre placas finas, podendo se utilizar qualquer combinação entre fluidos líquidos, gasosos ou bifásicos. Essa categoria de trocadores pode ainda ser dividida em: trocadores de calor de placas vedadas, de placas espirais e de lamelas.

Um trocador de calor de placas vedadas consiste em uma série de placas finas retangulares com ondulações (corrugadas) e orifícios de passagem nos quatro cantos, além de vedações como gaxetas (ou juntas) montadas entre as placas e parafusos para comprimir o conjunto entre suportes nas extremidades (como exemplificado na Fig. 7). A montagem desse tipo de trocador permite que os dois fluidos envolvidos na troca de calor escoem alternadamente nos canais entre as placas, geralmente em contracorrente. Tais trocadores de calor são relativamente compactos e leves, permitem uma fácil manutenção devido à possibilidade de desmontagem do conjunto, mas apresentam limitações para pressão e temperatura de operação, devido às características construtivas e à vedação.

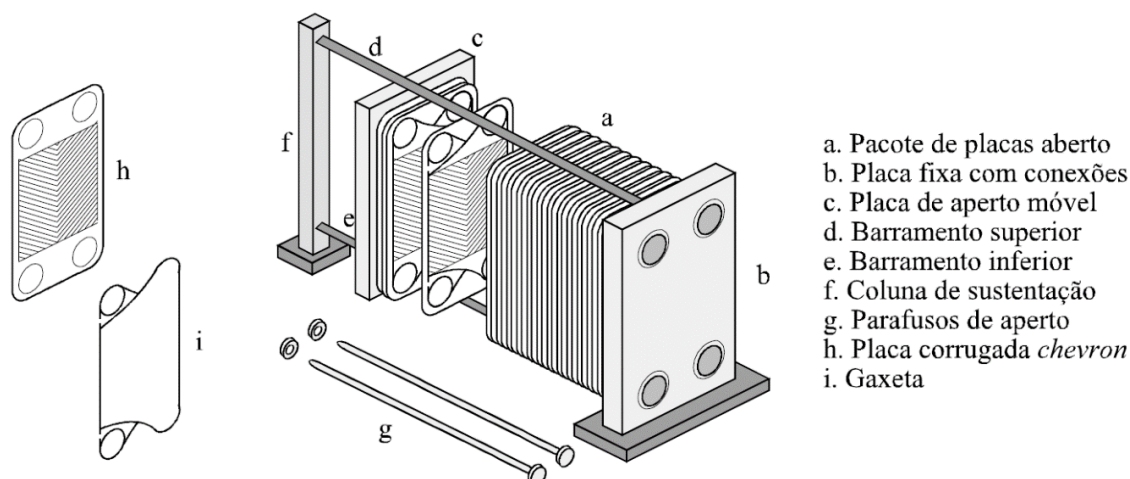


Figura 7 – Partes principais de um trocador de calor a placas e gaxeta. Fonte: Gut (2003).

Quanto aos trocadores de calor de placas espirais, Thulukkanam (2013) os define como um par de placas relativamente longas enroladas em torno de um mandril, formando um par de passagens em espiral, por onde escoam os dois fluidos destinados à troca de calor, como esquematizado na Fig. 8. O espaçamento entre as placas é mantido uniforme pelo uso de espaçadores soldados às placas antes do enrolamento. Esse tipo de trocadores de calor é utilizado especialmente em aplicações com pastas ou fluidos contendo fibras ou sólidos em suspensão com uma concentração de até 50%, além de operações com fluidos de elevada viscosidade.

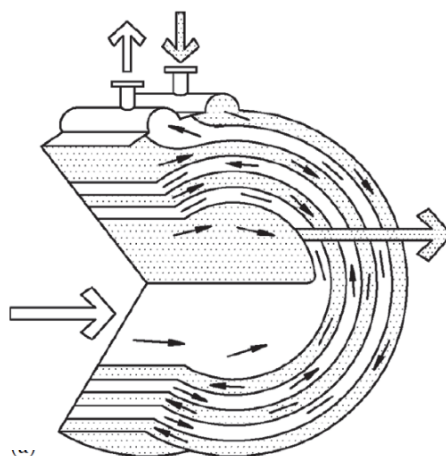


Figura 8 – Trocador de calor de placas espirais. Fonte: Thulukkanam (2013).

Já os trocadores de calor de lamelas, ainda segundo Thulukkanam (2013), são compostos por uma carcaça cilíndrica envolvendo um feixe de lamelas (conforme ilustrado na Fig. 9), as quais são constituídas por duas placas finas soldadas de



maneira a formar um canal longo e estreito. Assim, pode-se comparar esse tipo de trocador de calor ao trocador tipo casco e tubos, porém substituindo-se os tubos pelas lamelas. Os fluidos escoam no interior das lamelas e no espaço entre lamelas e carcaça, seja em escoamento paralelo ou contracorrente. Tais trocadores de calor possuem a vantagem de gerar fortes turbulências nos fluidos e operarem em altas pressões, além de permitirem a troca do feixe de lamelas mantendo-se a carcaça, ao contrário do que ocorre nos trocadores tipo casco e tubos.

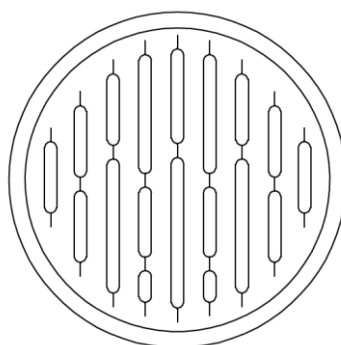


Figura 9 – Representação esquemática da seção transversal de um trocador de calor de lamelas. Fonte: Thulukkanam (2013).

### 2.3.1.3. Trocadores de calor com superfícies estendidas

Segundo Çengel e Ghajar (2012), em alguns trocadores de calor são utilizadas superfícies estendidas, também chamadas de aletas, a fim de aumentar a superfície disponível para a transferência de calor por convecção e radiação, conseqüentemente elevando a taxa de transferência. Tais aletas são fabricadas em materiais altamente condutores, como o alumínio, geralmente através de extrusão, solda ou fixação de folha metálica fina sobre a superfície. Além disso, conforme apresentado por Kakaç e Liu (2002), trocadores de calor com aletas são comumente usados para transferência de calor entre dois gases ou entre um líquido e um gás, visto que gases apresentam naturalmente um coeficiente de transferência de calor menor, justificando a necessidade de uma maior área superficial para a troca de calor.

De acordo com Incropera *et al* (2014), em uma superfície estendida, a direção principal da transferência de calor no interior do sólido (por condução) é perpendicular à direção da transferência de calor nas fronteiras (por convecção). Além disso, as principais configurações geométricas de aletas são a plana (fixada a uma parede

plana), a anular (fixada a uma superfície cilíndrica) e a piniforme (com seção transversal circular), podendo apresentar seção transversal uniforme ou variável. Como exemplos práticos do uso de aletas, pode-se citar as aletas utilizadas para resfriar motores de motocicletas e transformadores de potência elétrica, além de radiadores automotivos, como o ilustrado na Fig. 10.

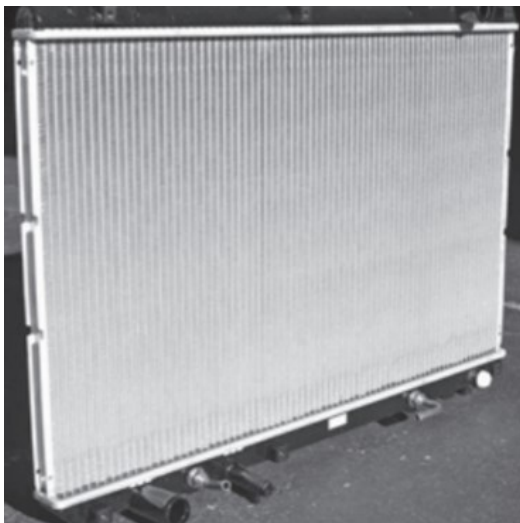


Figura 10 – Exemplo de radiador automotivo. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

#### **2.3.1.4. Regeneradores**

Segundo Kakaç e Liu (2002), um regenerador (ou trocador de calor por armazenamento) consiste em uma matriz que é alternadamente ocupada por dois fluidos em diferentes temperaturas. Enquanto o trocador é preenchido pelo fluido de maior temperatura, a energia térmica é armazenada na matriz, para posteriormente ser liberada ao fluido de menor temperatura. Dessa forma, a transferência de calor não ocorre diretamente de um fluido para outro através de uma superfície divisória.

Os regeneradores podem ser ainda divididos em matriz fixa e matriz rotativa. Em um regenerador fixo, como um leito recheado, os fluidos entram alternadamente em um sólido poroso estacionário. Já em um regenerador rotativo, o sólido poroso gira de forma a expor alternadamente suas superfícies aos fluidos quente e frio, que escoam continuamente (INCROPERA et al., 2014). Dois exemplos de regeneradores rotativos são ilustrados na Fig. 11.

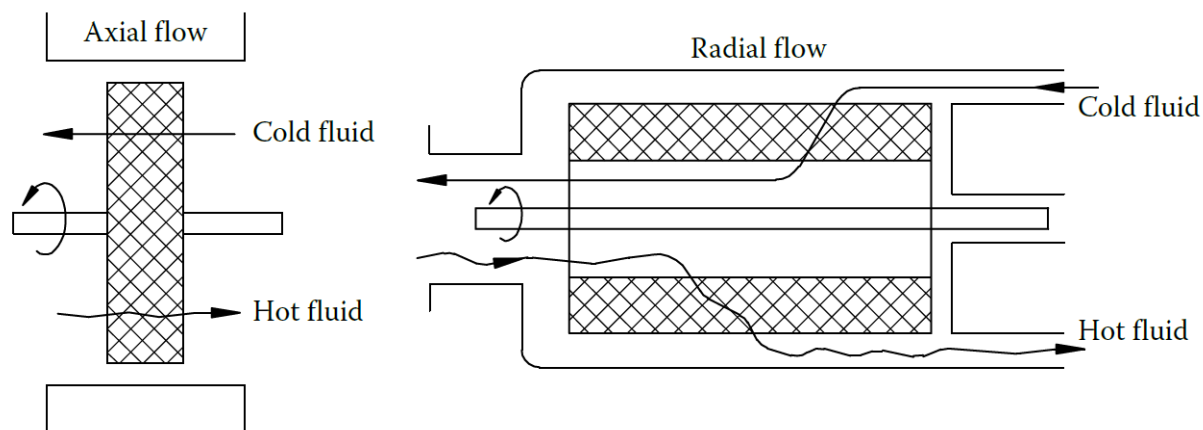


Figura 11 – Regeneradores rotativos tipo disco (fluxo axial) e tipo tambor (fluxo radial). Fonte: Thulukkanam (2013).

### 2.3.2. Classificação de acordo com o processo de transferência de calor

Quanto ao processo de transferência de calor, os trocadores de calor podem ser divididos entre contato indireto e contato direto (THULUKKANAM, 2013).

Nos trocadores de contato indireto, os fluidos escoam separadamente, com a transferência de calor ocorrendo através de uma parede, que geralmente divide os fluidos. Essa categoria pode ainda ser dividida em: transferência direta (onde a transferência de calor ocorre continuamente através da parede divisória, como em trocadores tubulares e de placas), armazenamento e leito fluidizado (tipos de regeneradores).

Já em trocadores de contato direto, os dois fluidos envolvidos são postos diretamente em contato, trocam calor e são então separados. Devido a essa característica, as taxas de transferência de calor costumam ser maiores do que em trocadores de contato indireto. Além disso, nesse tipo de trocador a transferência de calor é comumente acompanhada de transferência de massa. Alguns exemplos de trocadores de calor de contato direto são: trocadores de calor de líquidos imiscíveis, trocadores de calor gás-líquido e torres de resfriamento (THULUKKANAM, 2013).

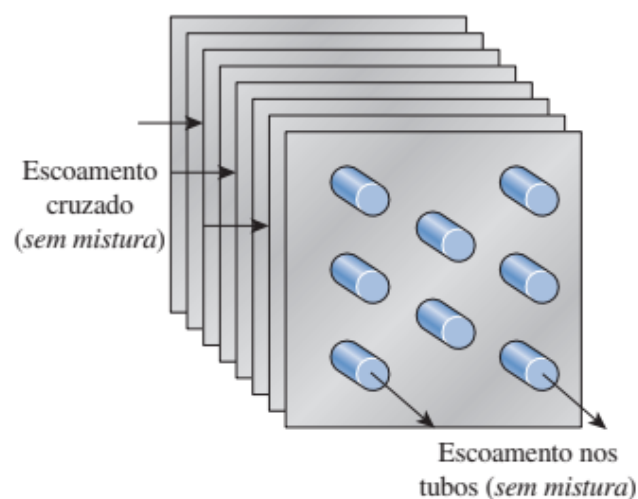
### 2.3.3. Classificação de acordo com o grau de compactação da superfície

Conforme Çengel e Ghajar (2012) apresentam, em relação ao grau de compactação da superfície, os trocadores de calor se dividem apenas em compactos e não compactos. Tal classificação é feita com base na razão da superfície de transferência de calor do trocador para seu volume, chamada de densidade de área  $\beta$ , a qual deve valer no mínimo  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  para que o trocador seja considerado compacto.

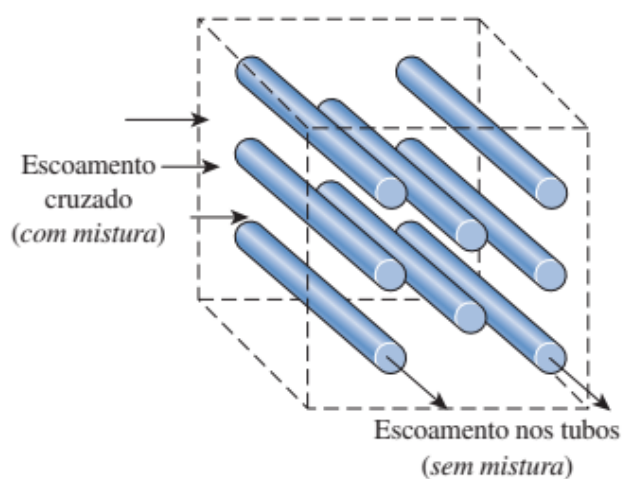
Devido a esse alto grau de compactação da superfície, trocadores de calor compactos permitem o alcance de altas taxas de transferência de calor entre dois fluidos, sendo usados principalmente em aplicações com limitações de peso ou volume ou presença de pelo menos um dos fluidos em estado gasoso (visto que o escoamento de gases tende a apresentar menores coeficientes de transferência de calor, como já apresentado). Dois exemplos de trocadores de calor compactos são radiadores de carro ( $\beta \cong 1.000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ) e pulmões humanos ( $\beta \cong 20.000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ).

Ainda segundo Çengel e Ghajar (2012), para se obter essa alta densidade de área na prática, costuma-se utilizar chapas finas ou aletas onduladas estreitamente espaçadas ao longo de tubos, com um fluido escoando internamente aos tubos e outro, no espaço externo aos tubos e entre as aletas. Dessa forma, os fluidos costumam escoar perpendicularmente um ao outro, configurando o escoamento cruzado, o qual poderia ainda ser classificado como sem mistura ou com mistura (o que não se refere à mistura entre os fluidos), como mostrado na Fig. 12. No escoamento sem mistura (Fig. 12a), as placas ou aletas forçam o escoamento do fluido externo apenas na direção perpendicular aos tubos; já no escoamento com mistura (Fig. 12b), o fluido fica livre para escoar tanto perpendicularmente quanto paralelamente aos tubos, neste caso sem aletas.

De forma semelhante ao que ocorre nos trocadores de calor tubulares tipo serpentina, a proximidade entre as aletas de trocadores de calor compactos impossibilita sua limpeza mecânica, limitando as aplicações aos casos com fluidos relativamente limpos, como ar ou fluido refrigerante (THULUKKANAM, 2013).



(a) Ambos os fluidos sem mistura



(b) Um fluido com mistura, um fluido sem mistura

Figura 12 – Configurações de escoamento em trocadores de calor de escoamento cruzado. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

#### 2.3.4. Classificação de acordo com o arranjo dos escoamentos

Como já mencionado em seções anteriores, os trocadores de calor podem apresentar diferentes tipos de escoamento relativo entre os dois fluidos envolvidos na transferência de calor, sendo os arranjos possíveis de escoamentos divididos em: paralelo, contracorrente e cruzado.

Em trocadores de calor de escoamento paralelo, ambos os fluidos entram no trocador em uma mesma extremidade, escoam paralelamente no mesmo sentido e saem na extremidade oposta. Esse tipo de arranjo possui menor eficiência de transferência de calor em trocadores de passe único quando comparado ao

escoamento contracorrente, além de gerar uma variação térmica decrescente ao longo do trocador (no sentido da entrada para a saída). Portanto, trocadores de escoamento paralelo podem ser utilizados em casos em que se deseja uma variação mais suave da temperatura dos fluidos, bem como em situações em que o bombeamento dos fluidos é restrito em um único sentido (THULUKKANAM, 2013).

Já os trocadores de calor de escoamento contracorrente possuem os fluidos escoando paralelamente em sentidos opostos, tendo sua entrada (e saída) em extremidades opostas. Nesse tipo de arranjo, a transferência de calor em uma extremidade do trocador ocorre entre as parcelas mais quentes dos fluidos e, na extremidade oposta, entre as parcelas mais frias dos fluidos. Dessa forma, ao contrário do que ocorre em trocadores de escoamento paralelo, a temperatura de saída do fluido frio pode ser maior que a temperatura de saída do fluido quente (INCROPERA et al., 2014).

Nos trocadores de calor de escoamento cruzado, por sua vez, os fluidos escoam perpendicularmente entre si e cada fluido pode escoar com ou sem mistura entre seus canais de escoamento, como já apresentado na seção anterior. Tal arranjo possui uma eficiência de transferência de calor intermediária entre as eficiências dos arranjos paralelo e contracorrente, além de ser muitas vezes utilizado para trocadores com superfícies estendidas por simplificar seu design (THULUKKANAM, 2013).

### **2.3.5. Classificação de acordo com o número de passes**

Conforme exposto por Thulukkanam (2013), em um trocador de calor, um passe é considerado como o escoamento de um fluido uma única vez através da distância disponível entre as extremidades do trocador. Em uma configuração de multipasses, ao final de um passe o escoamento do fluido é revertido para que este percorra a mesma distância, porém em um canal paralelo e com sentido oposto.

Um trocador de calor multipasses é preferível a um trocador de passe único com uma distância equivalente percorrida pelo fluido, visto que o primeiro costuma apresentar uma eficiência térmica maior e ocupar o espaço disponível de maneira mais otimizada. A configuração de multipasses é possível de ser aplicada em trocadores de calor compactos, tipo casco e tubos e de placas. Dois exemplos de trocadores de calor tipo casco e tubos com multipasses são apresentados na Fig. 13,

sendo possível, neste caso, a variação do número de passes tanto para os tubos quanto para o casco.

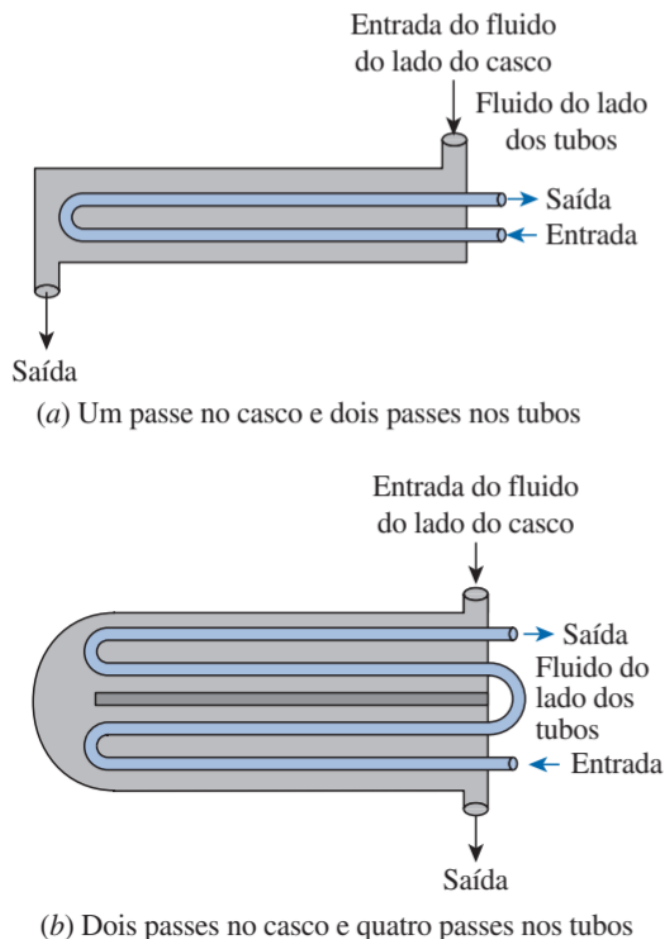


Figura 13 – Configurações de escoamentos em um trocador de calor casco e tubos com multipasses. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

### 2.3.6. Classificação de acordo com a fase dos fluidos

Novamente de acordo com Thulukkanam (2013), como nos trocadores de calor normalmente são utilizados dois fluidos líquidos ou gasosos, utilizam-se três classificações possíveis de trocadores de calor quanto à fase dos fluidos: gás-líquido, líquido-líquido e gás-gás.

Os trocadores de calor gás-líquido mais aplicados são do tipo compacto (com tubos aletados), a exemplo de radiadores automotivos e condensadores e evaporadores de ciclos de refrigeração. Nesse caso, normalmente o fluido líquido é bombeado através dos tubos, devido ao seu maior coeficiente de transferência de

calor por convecção, enquanto o fluido gasoso passa por escoamento cruzado externamente aos tubos, onde as aletas ajudam a aumentar a taxa de transferência de calor.

Já em aplicações com dois fluidos líquidos, os principais representantes são os trocadores de calor tipo casco e tubos e os trocadores de placa. Ambos os líquidos normalmente passam pelo trocador através de bombeamento, fazendo, portanto, da convecção forçada o modo predominante de transferência de calor. Como a troca de calor entre líquidos possui naturalmente altas taxas de transferência, nesses casos as superfícies estendidas são raramente utilizadas.

Os trocadores de calor gás-gás, por sua vez, são exemplificados por regeneradores rotativos, recuperadores de pré-aquecimento de ar, *intercoolers* e *aftercoolers* de alguns motores a diesel sobrealimentados, entre outras aplicações. Em muitos casos, um dos gases é comprimido e adquire densidade maior que o segundo gás. Além disso, devido aos baixos coeficientes de transferência de calor dos fluidos gasosos, esse tipo de trocador de calor geralmente apresenta grandes dimensões e necessidade do uso de aletas (THULUKKANAM, 2013).

### **2.3.7. Classificação de acordo com o mecanismo de transferência de calor**

Segundo Thulukkanam (2013), os trocadores de calor podem também ser divididos conforme os mecanismos básicos de transferência de calor sobre os fluidos, sendo estes mecanismos:

1. Convecção monofásica, livre ou forçada.
2. Convecção bifásica (condensação ou evaporação), livre ou forçada.
3. Convecção e radiação combinadas.

Cada um desses mecanismos, individualmente ou combinados com os demais, pode ser encontrado no lado de cada fluido no trocador de calor. Além disso, os trocadores de calor onde ocorre mudança de fase podem ser formalmente divididos entre condensadores e evaporadores.



## 2.4. Seleção de trocadores de calor

Devido à grande diversidade de tipos de trocadores de calor, torna-se necessária a seleção de um modelo a partir de critérios específicos para a aplicação desejada.

Muitos critérios de seleção podem ser utilizados, mas os principais se referem às características dos fluidos manipulados, pressões e temperaturas de operação, carga térmica e custos. Os fluidos podem ser caracterizados por sua temperatura, pressão, fase, propriedades físicas, toxicidade, corrosividade e tendência de incrustação. De forma geral, os seguintes critérios devem ser considerados durante a seleção do trocador de calor adequado à situação (THULUKKANAM, 2013):

- Materiais de construção do trocador;
- Pressões e temperaturas de operação, assim como as taxas de transferência de calor desejadas;
- Vazão dos fluidos;
- Arranjo dos escoamentos;
- Parâmetros de desempenho, como efetividade térmica e perdas de pressão;
- Tendência de formação de incrustações.
- Tipo e fase dos fluidos;
- Possibilidades de manutenção, inspeção, limpeza e ampliação;
- Custos em geral;
- Processos de fabricação;
- Layout de instalação;
- Aplicações pretendidas.

## 2.5. Coeficiente global de transferência de calor

Um trocador de calor normalmente envolve dois escoamentos de fluidos separados por uma parede sólida. O calor primeiramente é transferido do fluido quente para a parede por convecção, depois através da parede por condução e, então, da parede para o fluido frio por convecção. O efeito da radiação normalmente é

considerado no coeficiente de transferência de calor por convecção (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Na análise de trocadores de calor, costuma-se utilizar o conceito de resistência térmica, o qual, de forma análoga à resistência elétrica, representa a dificuldade imposta à transferência de calor em determinada situação. Conforme exposto por Çengel e Ghajar (2012), a resistência térmica à convecção pode ser expressa pela Eq. (7), enquanto a resistência térmica à condução pode ser calculada pelas Eq. (8) e (9), para paredes planas e cilíndricas, respectivamente.

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot A_s} \quad (7)$$

$$R_{cond_{plana}} = \frac{L}{k \cdot A} \quad (8)$$

$$R_{cond_{cil}} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \quad (9)$$

Em relação à Eq. (9), sobre resistência térmica da parede de um tubo cilíndrico,  $D_o$  e  $D_i$  representam os diâmetros externo e interno do tubo, respectivamente, enquanto  $L$  se refere ao comprimento do tubo.

O conjunto, ou rede, de resistências térmicas associado ao processo de transferência de calor geralmente envolve uma resistência de condução e duas de convecção, como no exemplo da Fig. 14, onde os subscritos  $i$  e  $o$  indicam as superfícies interna e externa do tubo, respectivamente. Na análise de um trocador de calor, é conveniente somar todas as resistências térmicas de sua rede de resistência, obtendo uma resistência térmica total ( $R_{total}$ ), a qual se relaciona com a taxa de transferência de calor ( $\dot{Q}$ ) entre os dois fluidos conforme a Eq. (10), onde  $\Delta T$  é a diferença de temperatura global entre os fluidos,  $A_s$  é a área de superfície e  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor, cuja unidade de medida é a mesma do coeficiente de convecção  $h$  (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{total}} = U \cdot A_s \cdot \Delta T = U_i \cdot A_{s_i} \cdot \Delta T = U_o \cdot A_{s_o} \cdot \Delta T \quad (10)$$

Cancelando-se os termos  $\Delta T$  na Eq. (10), obtém-se a Eq. (11), relacionando o coeficiente global de transferência de calor com a resistência térmica total e a área da superfície onde ocorre a troca de calor.

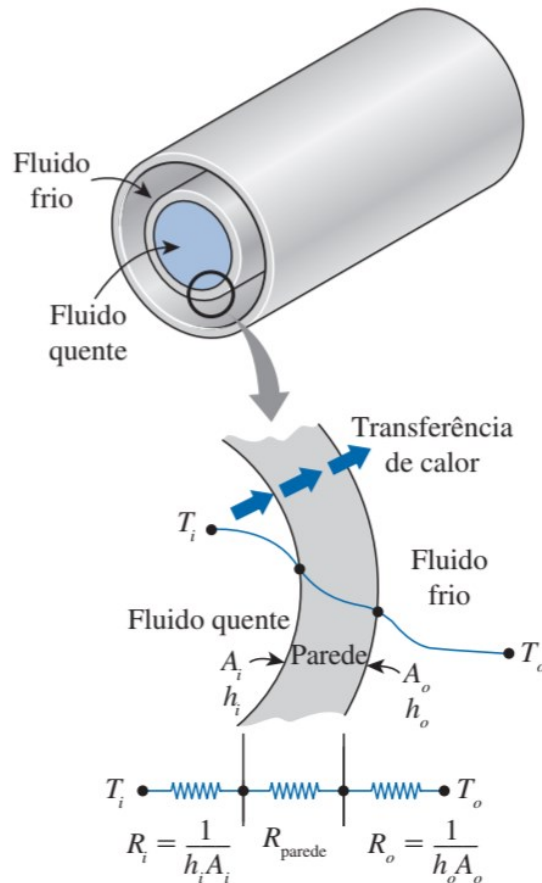


Figura 14 – Configurações de escoamentos em um trocador de calor casco e tubos com multipasses. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

$$R_{total} = \frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{U_i \cdot A_{s_i}} = \frac{1}{U_o \cdot A_{s_o}} \quad (11)$$

Cabe ressaltar que  $U_i \cdot A_{s_i} = U_o \cdot A_{s_o}$ , mas para casos em que as superfícies de transferência de calor não são iguais entre si (ou seja,  $A_{s_i} \neq A_{s_o}$ ), os coeficientes globais de transferência de calor interno e externo serão diferentes. Portanto, o coeficiente global de transferência de calor não tem um sentido, a menos que se especifique a área em que ele é baseado. Um exemplo deste caso ocorre quando um trocador de calor possui aletas em apenas um lado da parede que separa os fluidos, visto que a superfície aletada possuirá uma área muito maior.

Ainda segundo Çengel e Ghajar (2012), quando a espessura da parede (sem aletas) é pequena e a condutividade térmica do seu material é elevada, como normalmente ocorre, a resistência térmica da parede é desprezível ( $R_{cond} \cong 0$ ) e as superfícies interna e externa são quase idênticas ( $A_{s_i} \cong A_{s_o} \cong A_s$ ), o que conseqüentemente também ocorre com os coeficientes globais de transferência de calor ( $U \cong U_i \cong U_o$ ). Assim, a Eq. (11) pode ser simplificada para expressar o coeficiente global de transferência de calor em função apenas dos coeficientes convectivos, como mostrado na Eq. (12).

$$\frac{1}{U} \cong \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (12)$$

Alguns valores representativos do coeficiente global de transferência de calor  $U$  são mostrados na Tab. 3.

Tabela 3 – Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor em trocadores de calor. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

Tipo de trocador de calor	U [ $W/m^2 \cdot K$ ]
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 freon (resfriado a água)	300 - 1.000
Condensador de amônia (resfriado a água)	800 - 1.400
Condensador de álcool (resfriado a água)	250 - 700
Gás-gás	10 - 40
Água-ar em tubos aletados (água nos tubos)	30 - 60 (sup. do lado do ar) 400 - 850 (sup. do lado da água)
Vapor-ar em tubos aletados (vapor nos tubos)	30 - 300 (sup. do lado do ar) 400 - 4.000 (sup. do lado do vapor)

## 2.6. Análise de trocadores de calor

Os trocadores de calor funcionam normalmente durante longos períodos sem qualquer alteração em suas condições de funcionamento. Por isso, podem ser modelados como dispositivos de escoamento permanente. Como tal, a vazão mássica de cada fluido permanece constante, e as propriedades do fluido, como temperatura e velocidade em qualquer entrada ou saída, permanecem as mesmas (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Outras aproximações podem ser adotadas ao se analisar trocadores de calor. Por exemplo, o calor específico de um fluido normalmente muda com a temperatura, mas, em uma faixa de temperaturas específicas, o calor específico pode ser considerado constante para um valor médio. Além disso, a condução de calor axial ao longo de um tubo geralmente é insignificante e pode ser desprezada. Por fim, considera-se que a superfície externa de um trocador de calor é perfeitamente isolada, de modo que não haja perda de calor para o meio envolvente, e qualquer transferência de calor ocorre apenas entre os fluidos. Na prática, tais considerações permitem simplificar a análise de trocadores de calor com pouco sacrifício de exatidão e, por isso, são comumente usadas.

Partindo-se dessas suposições, a *Primeira Lei da Termodinâmica* exige que a taxa de transferência de calor do fluido quente seja igual à do fluido frio, como mostrado nas Eq. (13) e (14), onde os subscritos  $c$  e  $h$  indicam os fluidos frio e quente, respectivamente, e são desprezadas as variações de energia cinética e potencial. Ainda na Eq. (13),  $\dot{m}$  representa a vazão mássica,  $c_p$  é o calor específico do fluido e  $T$  é sua temperatura. Cabe ainda ressaltar que a taxa de transferência de calor é considerada uma quantidade positiva e sua direção é entendida como do fluido quente para o fluido frio (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot (T_{c,sai} - T_{c,ent}) \quad (13)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot (T_{h,ent} - T_{h,sai}) \quad (14)$$

Pode-se também combinar o produto entre vazão mássica e calor específico de um fluido em uma única propriedade, chamada de taxa de capacidade térmica,

conforme expresso na Eq. (15), tanto para o fluido quente quanto para o fluido frio. Tal propriedade representa a taxa de transferência de calor necessária para alterar a temperatura do fluido em  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$  ao escoar através do trocador de calor. Desta forma, um fluido com grande taxa de capacidade térmica sofre uma pequena mudança de temperatura, e vice-versa.

$$C_h = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \quad e \quad C_c = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \quad (15)$$

Dois tipos especiais de trocadores de calor muito utilizados são os condensadores e evaporadores. Nesses casos, um dos fluidos passa por um processo de mudança de fase (onde a taxa de capacidade térmica tende ao infinito, e a variação de temperatura é considerada nula), logo a taxa de transferência de calor é calculada como na Eq. (16), onde  $\dot{m}$  é a taxa de evaporação ou condensação do fluido e  $h_{fg}$  é a entalpia de vaporização do líquido na pressão ou temperatura especificada (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot h_{fg} \quad (16)$$

A taxa de transferência de calor no trocador de calor também pode ser expressa de forma análoga à *Lei de Newton do Resfriamento* (Eq. 3), conforme a Eq. (17), sendo  $U$  o coeficiente global de transferência de calor,  $A_s$  a área da superfície de transferência de calor e  $\Delta T_m$  a diferença de temperatura média adequada entre os fluidos.

$$\dot{Q} = U \cdot A_s \cdot \Delta T_m \quad (17)$$

A área superficial pode ser determinada com boa exatidão a partir das dimensões do trocador de calor. Porém, o coeficiente global de transferência de calor e a diferença de temperatura entre os fluidos podem variar ao longo do trocador de calor. O valor médio do coeficiente global de transferência de calor pode ser obtido a partir dos coeficientes médios de convecção para cada fluido. Já a diferença de temperatura média deve ser determinada de forma logarítmica, a ser apresentada na seção a seguir (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

## 2.7. Método da média logarítmica das diferenças de temperaturas

O método da média logarítmica das diferenças de temperaturas (MLDT) é o mais comumente utilizado para se determinar a diferença de temperaturas média  $\Delta T_m$ , da Eq. (16), como um critério de seleção do trocador de calor.

Çengel e Ghajar (2012) demonstram esse método primeiramente para um trocador de calor bitubular com escoamento paralelo, como na Fig. 15. Nota-se que a diferença de temperatura  $\Delta T$  entre os fluidos quente e frio é maior na entrada do trocador de calor e diminui exponencialmente em direção à saída. Dessa forma, ocorre a diminuição da temperatura do fluido quente e o aumento da temperatura do fluido frio, sem que seja possível o fluido frio alcançar uma temperatura maior que a do fluido quente.

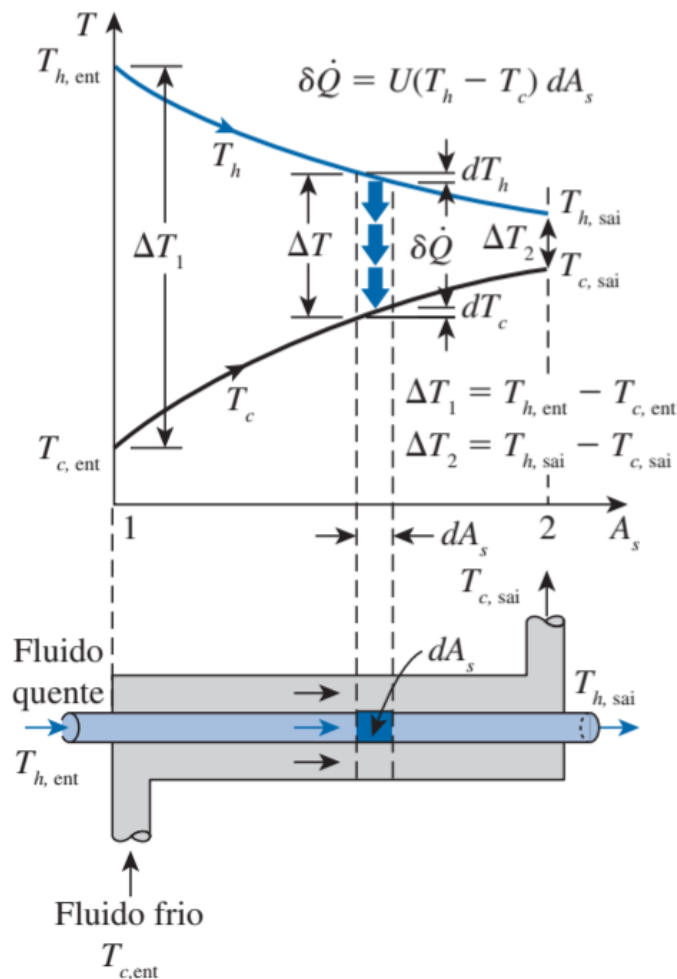


Figura 15 – Variação de temperatura dos fluidos em um trocador de calor de tubo duplo com escoamento paralelo. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

Considerando que a superfície externa do trocador de calor esteja isolada, de forma que a transferência de calor ocorra apenas entre os dois fluidos, e desprezando eventuais mudanças nas energias cinética e potencial, o balanço de energia (*Primeira Lei da Termodinâmica*) para cada fluido pode ser expresso de forma semelhante à Eq. (13), porém em uma seção diferencial do trocador de calor, como nas Eq. (18) e (19).

$$\delta\dot{Q} = -\dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot dT_h \quad (18)$$

$$\delta\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot dT_c \quad (19)$$

Assim, a taxa de perda de calor do fluido quente em qualquer seção do trocador de calor é igual à taxa de ganho de calor pelo fluido frio nessa seção. Além disso, a mudança de temperatura do fluido quente é uma quantidade negativa, logo o sinal negativo da Eq. (17) torna a taxa de transferência de calor  $\dot{Q}$  uma quantidade positiva (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

A taxa de transferência de calor definida pela Eq. (17) também pode ser expressa para uma seção diferencial do trocador de calor, como na Eq. (20).

$$\delta\dot{Q} = U \cdot (T_h - T_c) \cdot dA_s \quad (20)$$

A partir das Eq. (18) e (19), pode-se ainda obter uma relação entre as temperaturas diferenciais dos fluidos, mostrada na Eq. (21).

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -\delta\dot{Q} \cdot \left( \frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (21)$$

Porém, substituindo a Eq. (20) na Eq. (21), tem-se a expressão da Eq. (22), a qual pode ser integrada da entrada do trocador de calor até sua saída, obtendo assim a Eq. (23), onde os subscritos 1 e 2 indicam as seções de entrada e saída do trocador, respectivamente, como também ilustrado na Fig. 15.

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U \cdot dA_s \cdot \left( \frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (22)$$



$$\ln\left(\frac{T_{h,sai}-T_{c,sai}}{T_{h,ent}-T_{c,ent}}\right) = \ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -U \cdot A_s \cdot \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c}\right) \quad (23)$$

Por fim, resolvendo as Eq. (13) e (14) para  $\dot{m}_c \cdot c_{p,c}$  (ou  $C_c$ ) e  $\dot{m}_h \cdot c_{p,h}$  (ou  $C_h$ ), substituindo na Eq. (23) e rearranjando o resultado, obtém-se a relação mostrada na Eq. (24).

$$\dot{Q} = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{lm} \quad (24)$$

Sendo que  $\Delta T_{lm}$  é a média logarítmica das diferenças de temperaturas, definida conforme a Eq. (25).

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (25)$$

Nos trocadores de calor contracorrente, por sua vez, a variação das temperaturas dos fluidos quente e frio ocorrem como exemplificado na Fig. 16. Nesse caso, como já dito, a temperatura de saída do fluido frio pode ser maior que a temperatura de saída do fluido quente, porém o fluido frio não poderá sair a uma temperatura maior que a de entrada do fluido quente, pois isso seria uma violação da *Segunda Lei da Termodinâmica* (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Apesar de ser desenvolvida a partir de um trocador de calor de escoamento paralelo, a expressão para a média logarítmica das diferenças de temperaturas da Eq. (25) também é válida para um trocador de calor contracorrente, onde, no entanto,  $\Delta T_1$  e  $\Delta T_2$  são definidos como também mostrado na Fig. 16.

Para as mesmas temperaturas de entrada e saída dos fluidos, a MLDT em um trocador de calor contracorrente é sempre maior que em um trocador de calor paralelo, ou seja,  $\Delta T_{lm,CF} > \Delta T_{lm,PF}$ , de forma que o trocador de calor contracorrente necessite de uma superfície menor para alcançar a mesma taxa de transferência de calor. Por isso, é mais comum a utilização do arranjo contracorrente em trocadores de calor.

Já para trocadores de calor de escoamento cruzado e trocadores casco e tubos com multipasses, a média logarítmica das diferenças de temperaturas não pode ser determinada pela Eq. (25). Nesses casos, relações similares podem ser desenvolvidas, mas as expressões resultantes são relativamente mais complexas. Dessa forma, é conveniente relacionar a diferença de temperaturas equivalente com

a MLDT para o caso contracorrente, como mostrado na Eq. (26), sendo  $F$  o fator de correção, que depende da geometria do trocador de calor e das temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio.

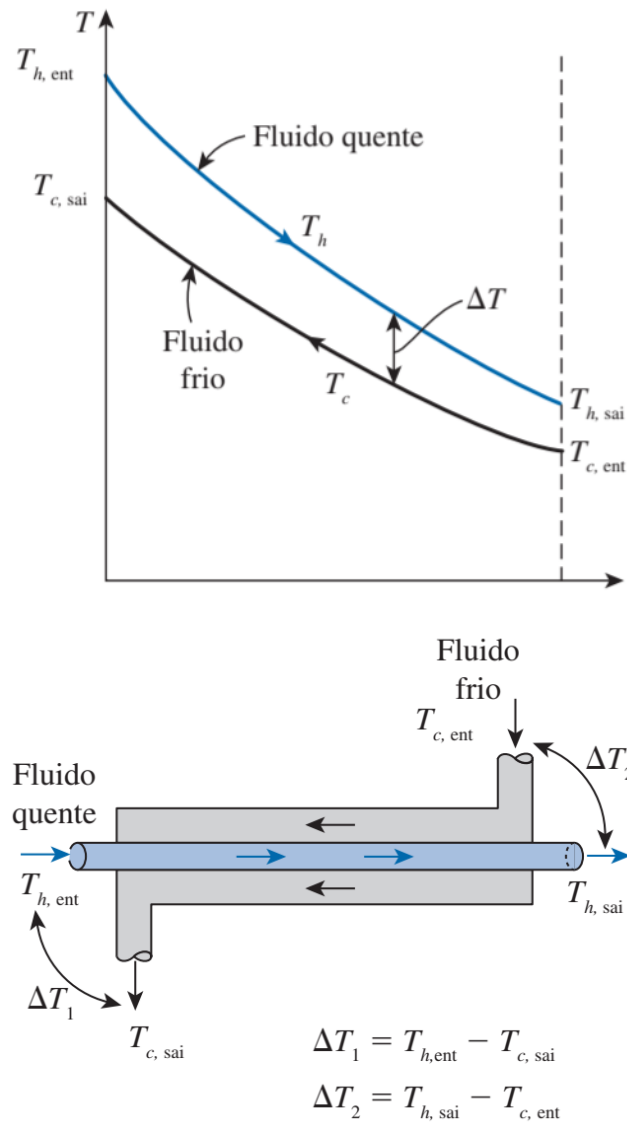


Figura 16 – Variação de temperatura dos fluidos em um trocador de calor de tubo duplo com escoamento contracorrente. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

$$\Delta T_{lm} = F \cdot \Delta T_{lm,CF} \quad (26)$$

O fator de correção  $F$  é sempre inferior à unidade ( $F \leq 1$ ), sendo o valor limite de  $F = 1$  correspondente ao trocador de calor contracorrente. Portanto, o fator de correção é a medida de desvio de  $\Delta T_{lm}$  a partir do caso para escoamento contracorrente (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

## 2.8. Método da efetividade-NUT

O método da média logarítmica das diferenças de temperaturas (MLDT) discutido na seção anterior é de fácil utilização na análise de trocadores de calor quando as temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio são conhecidas ou podem ser determinadas por balanço de energia. Conhecendo-se, além das temperaturas, as vazões mássicas dos fluidos e o coeficiente global de transferência de calor, a área superficial do trocador pode ser determinada a partir da Eq. (24). Portanto, esse método é indicado para a determinação do tamanho do trocador de calor (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Porém, um segundo tipo de análise de trocadores de calor se dá com a determinação da taxa de transferência de calor e das temperaturas de saída dos fluidos para vazões mássicas e temperaturas de entrada especificadas, conhecendo-se também o tipo e o tamanho do trocador. Nesse caso, o método da MLDT pode ainda ser aplicado, porém com a utilização de um processo iterativo trabalhoso. Tendo isso em vista, uma alternativa mais prática é o uso do método da efetividade-NUT, que se baseia no parâmetro adimensional denominado efetividade da transferência de calor  $\varepsilon$ , definido como na Eq. (27).

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{máx}}} = \frac{\text{Taxa de transferência de calor real}}{\text{Taxa de transferência de calor máxima}} \quad (27)$$

A taxa de transferência de calor real poderia ser determinada a partir do balanço de energia sobre os fluidos quente e frio, como já mostrado nas Eq. (13) e (14) e rerepresentado na Eq. (28).

$$\dot{Q} = C_c \cdot (T_{c,sai} - T_{c,ent}) = C_h \cdot (T_{h,ent} - T_{h,sai}) \quad (28)$$

Já para calcular a taxa de transferência de calor máxima possível no trocador de calor, primeiramente é necessário se conhecer a diferença de temperaturas máxima (a partir da qual se dará a máxima taxa de transferência), que nada mais é do que a diferença entre as temperaturas de entrada dos fluidos, como na Eq. (29).

$$\Delta T_{\text{máx}} = T_{h,ent} - T_{c,ent} \quad (29)$$

Tal taxa de transferência de calor máxima ocorre quando um dos fluidos alcança a temperatura de entrada do outro fluido. Isso acontece simultaneamente para ambos os fluidos quando as taxas de capacidade térmica dos fluidos são iguais (ou seja,  $C_c = C_h$ ), o que dificilmente ocorre. Em geral, o fluido com menor taxa de capacidade térmica sofre a maior mudança de temperatura e, portanto, será o primeiro a alcançar a temperatura máxima (cessando a transferência de calor). Logo, a taxa de transferência de calor máxima possível é calculada como na Eq. (30), onde  $C_{\min}$  é o menor valor entre  $C_h$  e  $C_c$  (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (30)$$

Portanto, pode-se determinar a taxa de transferência de calor sem o conhecimento das temperaturas de saída dos fluidos, utilizando-se a efetividade do trocador de calor ( $\dot{Q} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{\max}$ ), a qual depende da geometria do trocador e do arranjo de escoamentos.

Além disso, a efetividade dos trocadores de calor normalmente se relaciona com o número de unidades de transferência (NUT), o qual é uma quantidade adimensional definida na Eq. (31).

$$NUT = \frac{U \cdot A_s}{C_{\min}} \quad (31)$$

Como também apresentado por Çengel e Ghajar (2012), a efetividade de trocadores de calor em geral é uma função de NUT e da razão de capacidades, sendo esta definida como na Eq. (32), onde  $C_{\max}$  é o maior valor entre  $C_h$  e  $C_c$

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (32)$$

Como seria de se esperar, as relações entre efetividade  $\varepsilon$  e NUT variam de acordo com o tipo de trocador de calor, arranjo de escoamentos, número de passes, entre outros parâmetros. As principais relações da forma  $\varepsilon$ -NUT são mostradas na Tab. 4. De maneira semelhante, em alguns casos convém se expressar o número de unidades de transferência NUT em função de  $\varepsilon$  e  $c$ , a exemplo das relações NUT- $\varepsilon$  apresentadas na Tab. 5.

Tabela 4 – Relações para cálculo de efetividade de alguns trocadores de calor. Fonte: Incropera *et al* (2014).

Configuração	Relação
<b>Bitubulares</b>	
Escoamento paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT \cdot (1 + c)]}{1 + c} \quad (33)$
Escoamento contracorrente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT \cdot (1 - c)]}{1 - c \cdot \exp[-NUT \cdot (1 - c)]} \quad (c < 1) \quad (34)$
	$\varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT} \quad (c = 1) \quad (35)$
<b>Casco e tubos</b>	
Um passe no casco (2,4, ... passes nos tubos)	$\varepsilon_1 = 2 \cdot \left\{ 1 + c + (1 + c^2)^{1/2} \cdot \frac{1 + \exp\left[-NUT \cdot (1 + c^2)^{1/2}\right]}{1 - \exp\left[-NUT \cdot (1 + c^2)^{1/2}\right]} \right\}^{-1} \quad (36)$
n passes no casco (2n, 4n, ... passes nos tubos)	$\varepsilon = \left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_1 \cdot c}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \cdot \left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_1 \cdot c}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - c \right]^{-1} \quad (37)$
<b>Escoamento cruzado (passe único)</b>	
Ambos os fluidos sem mistura	$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{c}\right) (NUT)^{0,22} \cdot \{\exp[-c \cdot (NUT)^{0,78}] - 1\}\right] \quad (38)$
$C_{máx}$ com mistura e $C_{mín}$ sem mistura	$\varepsilon = \left(\frac{1}{c}\right) \cdot (1 - \exp\{-c \cdot [1 - \exp(-NUT)]\}) \quad (39)$
$C_{mín}$ com mistura e $C_{máx}$ sem mistura	$\varepsilon = 1 - \exp(-c^{-1} \cdot \{1 - \exp[-c \cdot (NUT)]\}) \quad (40)$
<b>Todos os trocadores de calor com <math>c = 0</math></b>	$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (41)$

Tabela 5 – Relações para cálculo do NUT de alguns trocadores de calor. Fonte: Incropera *et al* (2014).

Configuração	Relação
<b>Bitubulares</b>	
Escoamento paralelo	$NUT = - \frac{\ln[1-\varepsilon \cdot (1+c)]}{1+c} \quad (42)$
Escoamento contracorrente	$NUT = \frac{1}{c-1} \cdot \ln\left(\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon \cdot c-1}\right) \quad (c < 1) \quad (43)$
	$NUT = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \quad (c = 1) \quad (44)$
<b>Casco e tubos</b>	
Um passe no casco (2,4, ... passes nos tubos)	$(NUT)_1 = -(1+c^2)^{-1/2} \cdot \ln\left(\frac{E-1}{E+1}\right) \quad (45)$
	$E = \frac{2/\varepsilon_1 - (1+c)}{(1+c^2)^{1/2}} \quad (46)$
Usando as Eq. (45) e (46) com	
n passes no casco (2n, 4n, ... passes nos tubos)	$\varepsilon_1 = \frac{F-1}{F-c} \quad (47)$
	$F = \left(\frac{\varepsilon \cdot c - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/n} \quad (48)$
	$NUT = n \cdot (NUT)_1 \quad (49)$
<b>Escoamento cruzado (passe único)</b>	
$C_{máx}$ com mistura e $C_{mín}$ sem mistura	$NUT = - \ln \left[ 1 + \left(\frac{1}{c}\right) \cdot \ln(1 - \varepsilon \cdot c) \right] \quad (50)$
$C_{mín}$ com mistura e $C_{máx}$ sem mistura	$NUT = - \left(\frac{1}{c}\right) \ln[c \cdot \ln(1 - \varepsilon) + 1] \quad (51)$
<b>Todos os trocadores de calor com <math>c = 0</math></b>	$NUT = - \ln(1 - \varepsilon) \quad (52)$

## 2.9. Análise de trocadores de calor bitubulares

### 2.9.1. Geometria

O trocador de calor bitubular é o tipo mais simples, sendo constituído basicamente por dois tubos concêntricos de diferentes diâmetros, como já apresentado na seção 2.3.1.1. Na análise desse tipo de trocador, duas das principais variáveis geométricas são os diâmetros internos do tubo externo e do tubo interno, representados na Fig. 17 como  $D_o$  e  $D_i$ , respectivamente (INCROPERA et al., 2014).

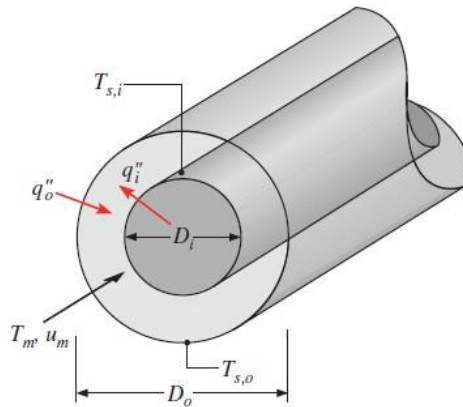


Figura 17 – Seção transversal de um trocador de calor bitubular. Fonte: Incropera et al (2014).

Convém-se ainda definir o diâmetro externo do tubo interno do trocador,  $D_t$ , de acordo com a Eq. (53), onde  $t$  é a espessura da parede do tubo interno.

$$D_t = D_i + 2 \cdot t \quad (53)$$

A partir do diâmetro  $D_t$  pode-se também calcular a área superficial  $A_s$  de transferência de calor, como na Eq. (54), sendo  $L$  o comprimento do trocador de calor.

$$A_s = \pi \cdot D_t \cdot L \quad (54)$$

Por fim, outro parâmetro a ser utilizado nas análises a seguir é o diâmetro hidráulico  $D_h$ , definido a partir da Eq. (55), onde  $A_t$  é a área da seção transversal do escoamento e  $p$  é o perímetro correspondente a essa área (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

$$D_h = \frac{4 \cdot A_t}{p} \quad (55)$$

Para os escoamentos interno e externo ao tubo interno, a Eq. (55) pode ser simplificada de acordo com as Eq. (56) e (57), respectivamente.

$$D_{h,i} = \frac{4 \cdot (\pi \cdot D_i^2 / 4)}{\pi \cdot D_i} = D_i \quad (56)$$

$$D_{h,o} = \frac{4 \cdot [\pi \cdot (D_o^2 - D_t^2) / 4]}{\pi \cdot (D_o + D_t)} = D_o - D_t \quad (57)$$

### 2.9.2. Transferência de calor

Durante a análise de transferência de calor de um trocador, convém se determinar o coeficiente global de transferência de calor, conforme já apresentado na seção 2.5. Para isso, é necessário se determinar a resistência térmica total  $R_{total}$ , somando-se as resistências à condução e à convecção (já apresentadas na Fig. 14).

Para o caso de trocadores de calor bitubulares, a resistência condutiva pode ser calculada a partir da Eq. (58), adequando-se a Eq. (9) para as variáveis desse caso, onde  $k_t$  é a condutividade térmica do material do tubo interno.

$$R_{parede} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \cdot \pi \cdot k_t \cdot L} \quad (58)$$

Já as resistências convectivas dos fluidos interno e externo (ou  $R_i$  e  $R_o$ , respectivamente) são obtidas conforme mostrado na Eq. (7) e na Fig. 14, onde a área da superfície externa  $A_o$  equivale à expressão da Eq. (54) e a área da superfície interna  $A_i$  é calculada com a mesma expressão, substituindo-se  $D_t$  por  $D_i$ . Os coeficientes convectivos ( $h$ ) dos fluidos, por sua vez, podem ser obtidos a partir do número de Nusselt de cada escoamento.

Conforme apresentado por Çengel e Ghajar (2012), o *número de Nusselt* (em homenagem a Wilhelm Nusselt) é um coeficiente adimensional de transferência de calor por convecção, relacionado ao coeficiente convectivo  $h$ , como na Eq. (59), onde  $k$  é a condutividade térmica do fluido e  $L_c$  é o comprimento característico, o qual para escoamentos em regiões cilíndricas equivale ao diâmetro hidráulico.



$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (59)$$

Dessa forma, como geralmente se conhecem o diâmetro hidráulico e a condutividade térmica do fluido, o coeficiente convectivo pode ser obtido a partir do número de Nusselt, que depende da geometria do trocador de calor e das características do escoamento. Tal parâmetro adimensional se relaciona ainda com os números de Reynolds ( $Re$ ) e Prandtl ( $Pr$ ), conforme expresso na Eq. (60), conhecida como equação de Dittus-Boelter, onde  $n$  vale 0,4 para o aquecimento do fluido e 0,3 para o resfriamento (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^n \quad (60)$$

Como também apresentado por Çengel e Ghajar (2012), o número de Reynolds (desenvolvido por Osborn Reynolds) expressa a condição de escoamento de um fluido, entre laminar ou turbulento, através da razão entre forças de inércia e forças viscosas, conforme a Eq. (61), onde  $\rho$  é a massa específica do fluido,  $\mu$  é sua viscosidade dinâmica,  $V_{med}$  é a velocidade média do escoamento e, para esse caso, novamente o comprimento característico equivale ao diâmetro hidráulico. Para cada escoamento, o número de Reynolds possui um valor crítico, acima do qual o escoamento é considerado turbulento.

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{med} \cdot L_c}{\mu} = \frac{\rho \cdot V_{med} \cdot D_h}{\mu} \quad (61)$$

A velocidade média do escoamento  $V_{med}$  utilizada na Eq. (61) pode ser calculada a partir da Eq. (62), sendo  $\dot{m}$  a vazão mássica do fluido em questão.

$$V_{med} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_t} \quad (62)$$

Já o número de Prandtl (em homenagem a Ludwig Prandtl) é também um parâmetro adimensional, mas que expressa a espessura relativa das camadas limite hidrodinâmica e térmica do escoamento, sendo definido conforme a Eq. (63). Esse parâmetro varia de menos de 0,01 para metais líquidos até mais de 100.000 para óleos pesados.

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (63)$$

Logo, o número de Nusselt para cada fluido do trocador de calor pode ser determinado considerando-se o que já foi apresentado.

Para o fluido escoando internamente ao tubo interno do trocador, como exposto por Çengel e Ghajar (2012), caso o número de Reynolds seja inferior ou igual a 2.300 o escoamento pode ser considerado laminar e, nessa situação, o número de Nusselt possui um valor constante de 4,36 quando o fluxo de calor é constante, ou de 3,66 quando a temperatura de superfície é constante. Porém, em trocadores de calor reais tais condições de constância não costumam ser observadas e, portanto, convém-se adotar a aproximação de  $Nu \cong 4$  para escoamentos laminares no interior de tubos (INCROPERA et al., 2014).

No entanto, normalmente se utiliza o escoamento turbulento para se obter maiores coeficientes de transferência de calor. Nesse caso, o número de Nusselt para o escoamento interno ao tubo pode ser determinado através da Eq. (60).

Já para o fluido em escoamento através da região anular entre os tubos interno e externo do trocador, o número de Nusselt sobre a superfície do tubo interno pode ser obtido (ou interpolado) a partir da Tab. 6, em caso de escoamento laminar. Porém, para o caso de escoamento turbulento na região anular, o número de Nusselt novamente pode ser determinado a partir da Eq. (60).

Portanto, tendo-se em mãos o número de Nusselt para cada fluido do trocador de calor, pode-se obter os coeficientes de transferência de calor por convecção através da Eq. (59), respeitando-se o diâmetro hidráulico de cada escoamento, conforme já apresentado nas Eq. (56) e (57). Dessa forma, torna-se possível calcular a resistência convectiva de ambos os fluidos e, conseqüentemente, a resistência térmica total do trocador de calor bitubular (somando-se as resistências térmicas conforme a rede de resistências apresentada na Fig. 14). Finalmente, o coeficiente global de transferência de calor pode ser calculado a partir da resistência térmica total e da área superficial de transferência de calor, conforme a Eq. (11).

Tabela 6 – Número de Nusselt para escoamento laminar completamente desenvolvido no espaço anular com uma superfície isotérmica e outra adiabática. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

$D_i/D_o$	$Nu$
0,05	17,46
0,10	11,56
0,25	7,37
0,50	5,74
1,00	4,86

### 2.9.3. Perda de pressão

A queda de pressão do escoamento ao longo do trocador de calor é um fator essencial para a potência exigida em bombas e sopradores para manter a vazão do sistema. Ao se analisar a perda de pressão, primeiramente é necessário se conhecer o fator de atrito de Darcy ( $f$ ), o qual é um parâmetro adimensional definido como na Eq. (64), para escoamentos laminares plenamente desenvolvidos em tubos, respeitando-se o diâmetro hidráulico para os cálculos de cada escoamento (INCROPERA et al., 2014).

$$f = \frac{64}{Re} \quad (64)$$

Já para escoamentos turbulentos, pode-se calcular o fator de atrito através da correlação de Petukhov, mostrada na Eq. (65).

$$f = (0,79 \cdot \ln Re - 1,64)^{-2} \quad 3.000 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6 \quad (65)$$

Com o fator de atrito em mãos, é possível se obter a perda de pressão  $\Delta P_L$  devida aos efeitos viscosos, para um escoamento com diâmetro hidráulico  $D_h$  ao longo de um comprimento  $L$ , através da Eq. (66), válida para escoamentos laminares e turbulentos e onde  $\rho \cdot V_{med}^2/2$  representa a pressão dinâmica (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

$$\Delta P_L = f \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot V_{med}^2}{2} \quad (66)$$

## 2.10. Análise de trocadores de calor de placas corrugadas

### 2.10.1. Geometria

Como exposto por Gut (2003), um trocador de calor de placas corrugadas (ou Plate Heat Exchanger - PHE) consiste basicamente em um pacote de  $N_p$  placas corrugadas separadas por gaxetas de vedação, formando  $N_c$  canais onde os fluidos quente e frio escoam alternadamente (como ilustrado na Fig. 18), onde  $N_c = N_p - 1$ . Porém, as placas das extremidades não são significativas para a troca de calor entre os fluidos, portanto convém-se definir o conjunto de  $N_{pt}$  placas internas como as “placas térmicas” responsáveis pela transferência de calor, sendo  $N_{pt} = N_p - 2$ .

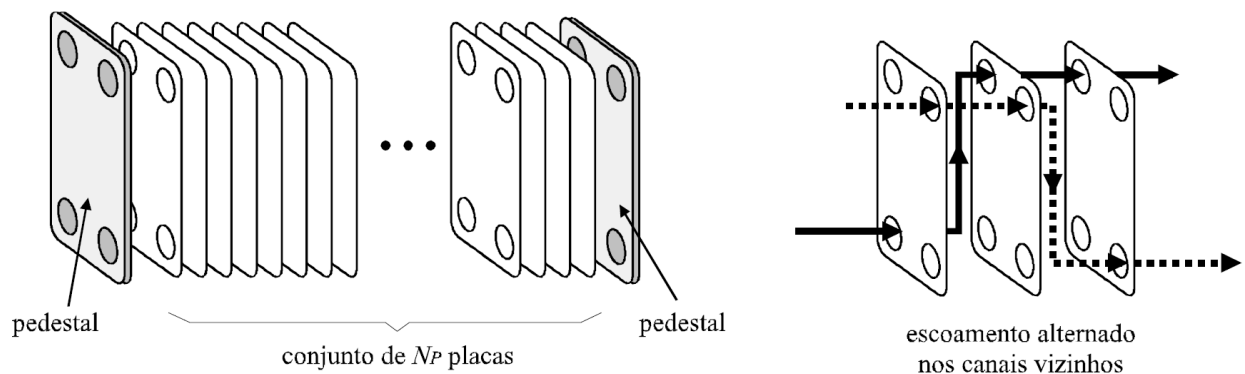


Figura 18 – Representação do pacote de placas de um trocador de calor de placas corrugadas e seu escoamento alternado nos canais. Fonte: Gut (2003).

Devido às ondulações das placas corrugadas, os canais de escoamento não possuem espessura uniforme, por isso geralmente se utiliza nas análises uma espessura média do canal. Esse e outros parâmetros geométricos de uma placa com ranhuras do tipo Chevron são mostrados na Fig. 19, onde:

- $w$  – Largura efetiva da placa (largura do canal);
- $L$  – Comprimento efetivo para transferência de calor;
- $L_p$  – Comprimento efetivo para escoamento;
- $D_p$  – Diâmetro do orifício;
- $b$  – Espessura média do canal;
- $\varepsilon_p$  – Espessura da chapa metálica;
- $\beta$  – Ângulo de inclinação da ranhura Chevron.

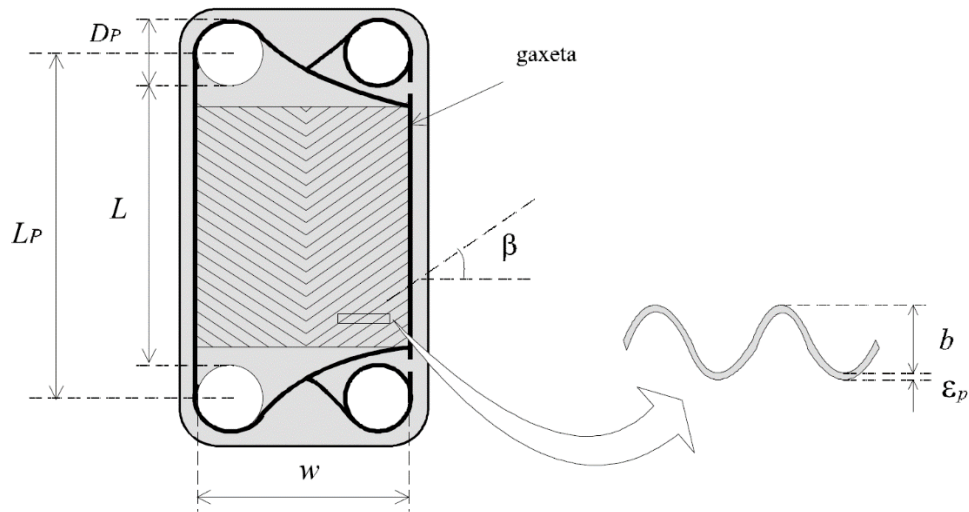


Figura 19 – Características geométricas de uma placa tipo Chevron. Fonte: Gut (2003).

Ainda devido à presença de ranhuras, a área real de transferência de calor de uma placa corrugada é definida como na Eq. (67), onde  $\Phi$  é o fator de alargamento, que quantifica o efeito das ranhuras sobre a área e costuma variar de 1,15 até 1,25, sendo possível adotar um valor médio típico de 1,17 (KAKAÇ; LIU, 2002).

$$A_p = \Phi \cdot w \cdot L \quad (67)$$

Logo, a área superficial total de transferência de calor  $A_s$  pode ser obtida multiplicando-se o número de placas térmicas pela área real de cada placa, como na Eq. (68).

$$A_s = N_{Pt} \cdot A_p \quad (68)$$

Além disso, a expressão para cálculo do diâmetro hidráulico, apresentada na Eq. (55), pode ser adequada para os parâmetros de um canal desse tipo de trocador, como mostrado na Eq. (69).

$$D_h = \frac{4 \cdot A_t}{p} \cong \frac{4 \cdot (b \cdot w)}{2 \cdot (b + w \cdot \Phi)} = \frac{2 \cdot b}{\Phi} \quad (69)$$

Novamente segundo Gut (2003), existem muitas configurações de montagem possíveis para trocadores de calor de placas corrugadas, devido à possibilidade de

variação de parâmetros como número de placas, número de passes, tipo de escoamento nos canais, entre outros. Dessa forma, é sugerida uma convenção sobre a divisão dos canais durante a análise desse tipo de trocador, conforme ilustrado na Fig. 20, onde um dos fluidos escoa pelo lado I e o outro, pelo lado II.

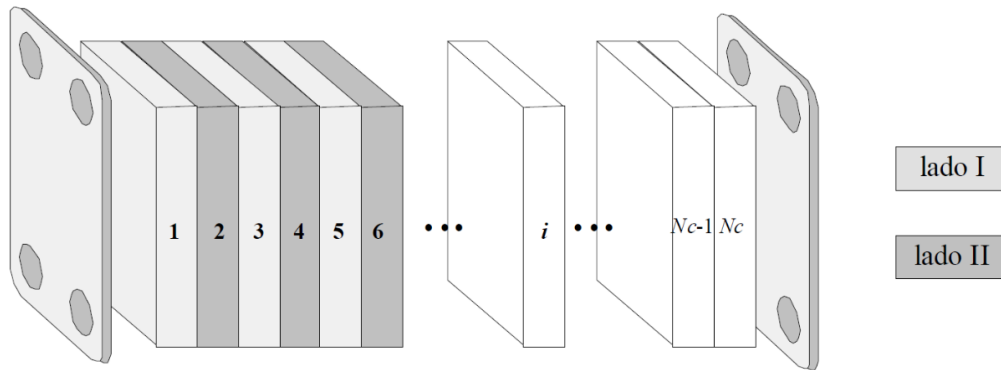


Figura 20 – Divisão de canais em um trocador de calor de placas corrugadas. Fonte: Gut (2003).

Cada lado do trocador tem seu número de canais de escoamento, ou seja,  $N_c^I$  e  $N_c^{II}$ . Caso o número total de canais  $N_c = N_c^I + N_c^{II}$  seja par, os lados I e II terão a mesma quantidade de canais, mas se  $N_c$  for ímpar, o lado I terá um canal a mais, como expresso nas Eq. (70) e (71).

$$N_c^I = \begin{cases} N_c/2 & \text{se } N_c \text{ é par} \\ (N_c + 1)/2 & \text{se } N_c \text{ é ímpar} \end{cases} \quad (70)$$

$$N_c^{II} = \begin{cases} N_c/2 & \text{se } N_c \text{ é par} \\ (N_c - 1)/2 & \text{se } N_c \text{ é ímpar} \end{cases} \quad (71)$$

Ainda conforme Gut (2003), outro parâmetro importante é o número de passes nos lados I e II do trocador, respectivamente  $P^I$  e  $P^{II}$ , os quais são divisores inteiros de  $N_c^I$  e  $N_c^{II}$ , respectivamente. Além disso, convém se conhecer o número de passagens em cada lado do trocador, representando o número de partes em que o escoamento se divide em cada lado, sendo útil para o cálculo da vazão em cada canal. O número de passagens nos lados I e II,  $N^I$  e  $N^{II}$ , é definido conforme as Eq. (72) e (73).

$$N^I = \frac{N_c^I}{P^I} \quad (72)$$

$$N^{II} = \frac{N_c^{II}}{P^{II}} \quad (73)$$

Portanto, o arranjo de passes e a distribuição de fluxos de um trocador de placas corrugadas podem ser definidos pelos três principais parâmetros:  $N_C$ ,  $P^I$  e  $P^{II}$ . Assim, a representação de um arranjo se dá na forma  $\frac{P^I \cdot N^I}{P^{II} \cdot N^{II}}$ , ou seja,  $P^I$  passes de  $N^I$  passagens no lado I por  $P^{II}$  passes de  $N^{II}$  passagens no lado II. Na Fig. 21, são exemplificados os possíveis arranjos de passes e passagens para os lados de um trocador de calor de placas corrugadas com 11 canais.

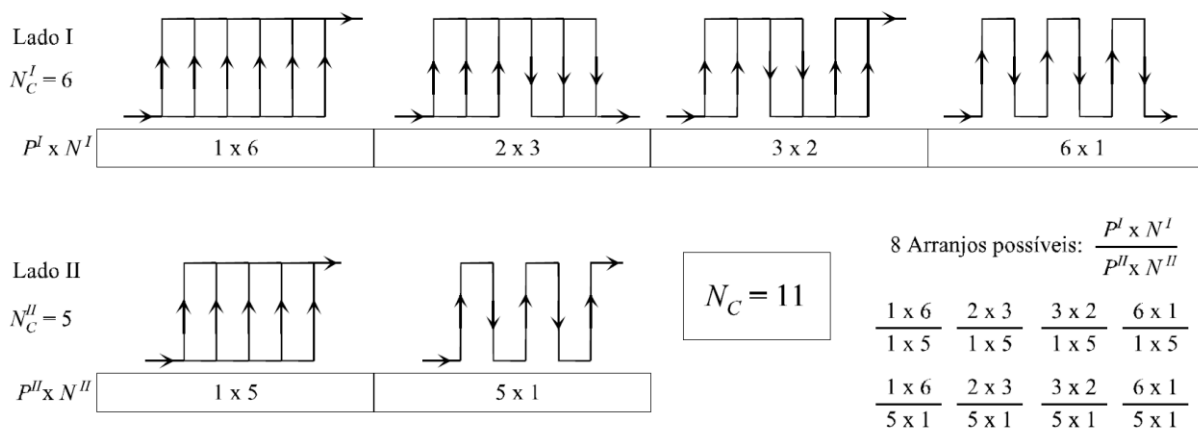


Figura 21 – Possíveis arranjos de passes para um trocador de calor de placas corrugadas com 11 canais. Fonte: Gut (2003).

### 2.10.2. Transferência de calor

A análise da transferência de calor para os trocadores de calor de placas corrugadas se dá com a mesma lógica já apresentada na seção 2.9.2. Porém, neste caso são feitas algumas adequações para os parâmetros específicos desse tipo de trocador.

Primeiramente, a resistência condutiva de uma placa do trocador pode ser calculada a partir da Eq. (74), conforme apresentado por Gut (2003), sendo  $k_P$  a condutividade térmica do material da placa e estando simplificado o termo referente à área.

$$R_{parede} = \frac{\varepsilon_P}{k_P} \quad (74)$$

Quanto às resistências convectivas dos fluidos nos lados I e II (ou  $R_I$  e  $R_{II}$ , respectivamente), pode-se calculá-las, também eliminando os termos referentes à área de transferência de calor, simplesmente pelo inverso dos respectivos coeficientes convectivos (ou seja,  $R_I = 1/h_I$  e  $R_{II} = 1/h_{II}$ ).

Já para o cálculo de  $h_I$  e  $h_{II}$ , primeiramente é necessário se conhecer a vazão mássica dos fluidos em cada canal, visto que o escoamento e a troca de calor se dividem entre os canais. Segundo Gut (2003), admitindo-se que os fluidos dos lados I e II possuam vazões mássicas uniformes  $\dot{m}^I$  e  $\dot{m}^{II}$ , respectivamente, a vazão em cada canal ( $\dot{m}_c$ ) pode ser obtida conforme as Eq. (75) e (76).

$$\dot{m}_c^I = \frac{\dot{m}^I}{N^I} \quad (75)$$

$$\dot{m}_c^{II} = \frac{\dot{m}^{II}}{N^{II}} \quad (76)$$

Conhecendo-se a vazão mássica do escoamento em cada canal, é possível se obter sua velocidade média de escoamento utilizando a Eq. (62), sendo que a área da seção transversal ao escoamento é dada de forma simplificada por  $A_t = b \cdot w$ . Logo, o número de Reynolds para cada canal pode ser obtido com a Eq. (61), utilizando-se o diâmetro hidráulico já apresentado na Eq. (69).

A partir do número de Reynolds e do número de Prandtl, advindo da Eq. (63), pode-se então calcular o número de Nusselt para o escoamento do canal através da relação empírica utilizada por Gut (2003) e mostrada na Eq. (77), onde  $\mu_m$  é a viscosidade dinâmica do fluido na temperatura média de escoamento e  $\mu_w$  é a viscosidade dinâmica do fluido na temperatura da parede do trocador.

$$Nu = a_1 \cdot Re^{a_2} \cdot Pr^{a_3} \cdot \left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{a_\mu} \quad (77)$$

Ainda conforme Gut (2003), em relação à Eq. (77), normalmente se adota um coeficiente  $a_3 = 1/3$  para o número de Prandtl e despreza-se o fator de correção para viscosidade na parede ( $\mu_m/\mu_w = 1$ ), para regime turbulento. Dessa forma, os parâmetros restantes ( $a_1$  e  $a_2$ ) podem ser determinados em função do ângulo de inclinação da ranhura Chevron e do número de Reynolds, como mostrado na Tab. 7.



Tabela 7 – Parâmetros para correlação do número de Nusselt em trocadores de calor de placas com ranhuras Chevron. Fonte: Saunders (1988) apud Gut (2003).

$\beta$	$Re$	$a_1$	$a_2$
$\leq 30^\circ$	$\leq 10$	0,718	0,349
	$> 10$	0,348	0,663
$45^\circ$	$< 10$	0,718	0,349
	10 – 100	0,400	0,598
	$> 100$	0,300	0,663
$50^\circ$	$< 20$	0,630	0,333
	20 – 300	0,291	0,591
	$> 300$	0,130	0,732
$60^\circ$	$< 20$	0,562	0,326
	20 – 400	0,306	0,529
	$> 400$	0,108	0,703
$\geq 65^\circ$	$< 20$	0,562	0,326
	20 – 500	0,331	0,503
	$> 500$	0,087	0,718

De forma semelhante à seção 2.9.2, tendo-se em mãos o número de Nusselt para cada canal do trocador de calor, pode-se obter o coeficiente de transferência de calor por convecção de cada fluido através da Eq. (59) e, posteriormente, a resistência térmica total de uma placa (somando-se as resistências térmicas à condução e à convecção). Finalmente, seu coeficiente global de transferência de calor pode ser calculado a partir da resistência térmica total e da área superficial de transferência de calor ( $A_p$ ), conforme a Eq. (11). Portanto, o coeficiente global de transferência de calor do trocador pode ser obtido multiplicando-se o coeficiente global de uma placa pelo número de placas térmicas  $N_{pt}$ .

### 2.10.3. Perda de pressão

De forma semelhante ao que foi apresentado na seção 2.9.3, o cálculo da perda de carga pode ser efetuado para cada lado do trocador de calor e depende do conhecimento do fator de atrito  $f$ . Para tanto, Gut (2003) utiliza a correlação empírica

mostrada na Eq. (78), onde o coeficiente  $a_4$  pode ser considerado nulo para regime turbulento (aproximação adotada durante essa análise), e os parâmetros  $a_5$  e  $a_6$  podem ser obtidos a partir da Tab. 8, em função do ângulo de inclinação da ranhura Chevron e do número de Reynolds.

$$f = a_4 + \frac{a_5}{Re^{a_6}} \quad (78)$$

Tabela 8 – Parâmetros para correlação do fator de atrito em trocadores de calor de placas com ranhuras Chevron. Fonte: Saunders (1988) apud Gut (2003).

$\beta$	$Re$	$a_5$	$a_6$
$\leq 30^\circ$	< 10	50,000	1,000
	10 – 100	19,400	0,589
	> 100	2,990	0,183
$45^\circ$	< 15	47,000	1,000
	15 – 300	18,290	0,652
	> 300	1,441	0,206
$50^\circ$	< 20	34,000	1,000
	20 – 300	11,250	0,631
	> 300	0,772	0,161
$60^\circ$	< 40	24,000	1,000
	40 – 400	3,240	0,457
	> 400	0,760	0,215
$\geq 65^\circ$	< 50	24,000	1,000
	50 – 500	2,800	0,451
	> 500	0,639	0,213

Ainda segundo Gut (2003), a perda de pressão pode então ser determinada a partir da Eq. (79), sendo  $L_p$  o comprimento efetivo de escoamento no canal ( $L_p = L + D_p$ ),  $P$  o número de passes,  $g$  a aceleração gravitacional e  $G$  o fluxo mássico, definido como a razão entre vazão mássica e área transversal ao escoamento.

$$\Delta P = \left( \frac{2 \cdot f \cdot L_p \cdot P \cdot G_c^2}{\rho \cdot D_h} \right) + 1,4 \cdot \left( \frac{G_p^2}{2 \cdot \rho} \right) \cdot P + (\rho \cdot g \cdot L_p) \quad (79)$$

O primeiro termo ao lado direito da Eq. (79) representa a perda de carga por atrito ao longo do canal e o fluxo mássico por canal,  $G_c$ , pode ser calculado como na Eq. (80).

$$G_c = \frac{\dot{m}_c}{b \cdot w} \quad (80)$$

Já o segundo termo à direita da Eq. (79) se refere à perda de carga nos dutos e orifícios, e o fluxo mássico no orifício,  $G_p$ , é obtido a partir da Eq. (81).

$$G_p = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_p^2} \quad (81)$$

Por fim, o último termo da Eq. (79) se deve a uma possível variação de cota entre a entrada e saída do fluido (ou seja, uma altura  $L_p$ ).

## 2.11. Análise de trocadores de calor tipo casco e tubos

Os trocadores de calor tipo casco e tubos podem se apresentar em diferentes configurações, em meio a isso a TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*) apresenta uma norma com condições e recomendações de projeto para esse tipo de trocador. Conforme a norma TEMA (2019), trocadores de calor tipo casco e tubos com casco de espessura de aproximadamente 3 in (76 mm) ou menos podem ser divididos nas três seguintes classes (apud SANTOS, 2019):

- Classe R: para condições severas de processamento de petróleo e produtos químicos;
- Classe C: para condições moderadas de operação em aplicações comerciais e de processos em geral.
- Classe B: para condições severas de temperatura e fluidos corrosivos.

Ainda segundo a norma TEMA (2019), os trocadores de calor tipo casco e tubos podem ser identificados através de uma sequência de três letras que correspondem, respectivamente, ao tipo de cabeçote de entrada (A, B, C, N, D), tipo de casco (E, F, G, H, J, K, X) e tipo de cabeçote de retorno (L, M, N, P, S, T, U, W). Tal classificação

alfabética é apresentada no Anexo A e um exemplo de trocador tipo BEM é mostrado na Fig. 22.

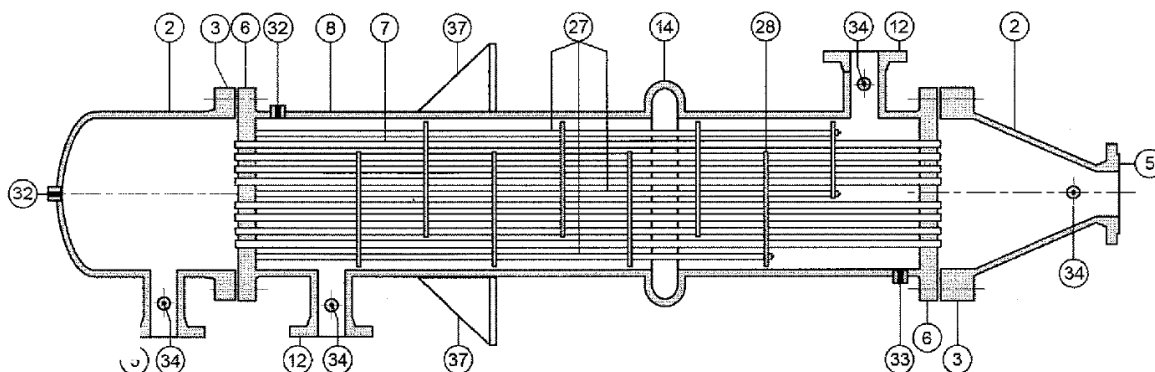


Figura 22 – Trocador de calor tipo casco e tubos modelo BEM. Fonte: TEMA (2019) apud Junior, Montegutti, Haus (2016).

Como mencionado por Rubbo (2014), existem diversos métodos para cálculo de características de transferência de calor e perda de carga em trocadores tipo casco e tubos, como os métodos de Kern, Tinker, Bell-Delaware e Rohsenow. Para este trabalho, serão considerados apenas os métodos de Bell-Delaware e Kern, sendo o primeiro para dimensionamentos mais completos e precisos, e o segundo para cálculos mais rápidos e simples.

### 2.11.1. Método de Bell-Delaware

Como apresentado por Thulukkanam (2013), o projeto térmico de trocadores de calor costuma ser relativamente extenso, podendo então ser dividido nas seguintes etapas:

- Dimensionamento aproximado do trocador de calor;
- Avaliação dos parâmetros geométricos, ou cálculos auxiliares;
- Determinação de fatores de correção para transferência de calor e perda de pressão;
- Cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor e da perda de pressão no lado do casco;
- Cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor e da perda de pressão no lado dos tubos;

- Avaliação do projeto, ou seja, comparação dos resultados com as especificações de projeto.

Nesse sentido, o método de Bell-Delaware é uma das possíveis abordagens para o dimensionamento de trocadores de calor tipo casco e tubos, podendo ser considerado um método de dimensionamento iterativo por aproximação, pois se baseia em testar uma determinada configuração de parâmetros para o trocador e, caso tal configuração seja aceitável para a aplicação, ela é adotada como dimensionamento final, caso contrário realiza-se uma nova tentativa com outros parâmetros.

A seguir, são descritas as etapas do dimensionamento citadas acima.

### 2.11.1.1. Dimensionamento aproximado do trocador de calor

Para o projeto do trocador de calor, convém conhecer o coeficiente global de transferência de calor  $U$ . Porém, como também explicado por Thulukkanam (2013), na aproximação inicial do dimensionamento tal coeficiente deve ser estimado devido à falta de parâmetros para seu cálculo. A estimativa de  $U$  pode ser obtida a partir de tabelas referenciais, como a Tab. 9.

Tabela 9 – Aproximações do coeficiente global de transferência de calor para análises preliminares.  
Fonte: Kakaç e Liu (2002).

(continua)

Fluidos	$U$ [ $W/m^2 \cdot K$ ]
Água / água	1.300 – 2.500
Amônia / água	1.000 – 2.500
Gases / água	10 – 250
Água / ar comprimido	50 – 170
Água / óleo lubrificante	110 – 340
Orgânicos leves ( $\mu < 5 \cdot 10^{-4} N \cdot s/m^2$ ) / água	370 – 750
Orgânicos médios ( $5 \cdot 10^{-4} < \mu < 1 \cdot 10^{-3} N \cdot s/m^2$ ) / água	240 – 650
Orgânicos pesados ( $\mu > 1 \cdot 10^{-3} N \cdot s/m^2$ ) / óleo lubrificante	25 – 400
Vapor / água	2.200 – 3.500
Vapor / amônia	1.000 – 3.400
Água / amônia em condensação	850 – 1.500
Água / Freon-12 em ebulição	280 – 1.000
Vapor / gases	25 – 240
Vapor / orgânicos leves	490 – 1.000
Vapor / orgânicos médios	250 – 500

Tabela 9 – Aproximações do coeficiente global de transferência de calor para análises preliminares.

Fonte: Kakaç e Liu (2002).

(conclusão)

Fluidos	$U$ [ $W/m^2 \cdot K$ ]
Vapor / orgânicos pesados	30 – 300
Orgânicos leves / Orgânicos leves	200 – 350
Orgânicos médios / Orgânicos médios	100 – 300
Orgânicos pesados / Orgânicos pesados	50 – 200
Orgânicos leves / Orgânicos pesados	50 – 200
Orgânicos pesados / Orgânicos leves	150 – 300
Petróleo bruto / gasóleo	130 – 320
Trocadores de calor a placas: água / água	3.000 – 4.000
Evaporadores: vapor / água	1.500 – 6.000
Evaporadores: vapor / outros fluidos	300 – 2.000
Evaporadores de refrigeração	300 – 1.000
Condensadores: vapor / água	1.000 – 4.000
Condensadores: vapor / outros fluidos	300 – 1.000
Caldeira a gás	10 – 50
Banho de óleo para aquecimento	30 – 550

Outro parâmetro importante para o dimensionamento é a área superficial de transferência de calor, a qual pode ser estimada a partir do coeficiente global de transferência de calor utilizando-se a Eq. (24). Novamente conforme Thulukkanam (2013), tal área de troca de calor pode ser ainda relacionada com as características dos tubos internos do trocador de calor, como mostrado na Eq. (82), onde  $d$  é o diâmetro externo de um tubo,  $L_{ta}$  é o comprimento de um tubo e  $N_t$  é o número de tubos no trocador.

$$A_s = \pi \cdot d \cdot L_{ta} \cdot N_t \quad (82)$$

Em relação às variáveis à direita da Eq. (82), a escolha do diâmetro  $d$  depende de vários fatores, como espaço disponível, tipo de fluido e suas condições de escoamento, facilidade de limpeza e manutenção (entre outros), porém a grande maioria das aplicações utiliza tubos com diâmetro em uma faixa de 1/4" (6,35 mm) até 2" (50,8 mm), sendo particularmente comum o uso dos diâmetros de 3/8" (9,525 mm) e 3/4" (19,05 mm), os quais representam uma boa relação de performance e economia para a maioria dos casos. Já o comprimento  $L_{ta}$  dos tubos deve respeitar principalmente a limitações de espaço e manutenção (sendo preferível economicamente utilizar tubos mais compridos em um casco mais fino), estando definidos pela norma TEMA (2019) os comprimentos padrões de 96" (2.438 mm),

120" (3.048 mm), 144" (3.658 mm), 192" (4.877 mm) e 240" (6.096 mm) para tubos de trocadores das classes R, C e B.

Portanto, com a geometria dos tubos pode-se obter o número necessário de tubos no trocador através da Eq. (82). O parâmetro  $N_t$  pode então ser relacionado com o diâmetro limite da linha de centro do feixe de tubos ( $D_{ctl}$ , mostrado na Fig. 23) conforme a Eq. (83), sendo  $L_{tp}$  o passo dos tubos (ou a distância entre seus eixos).

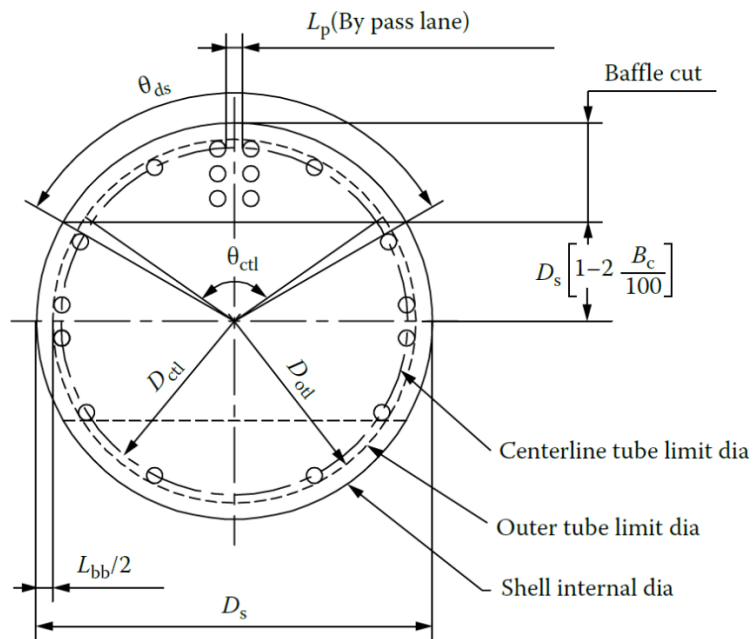


Figura 23 – Geometria básica da seção transversal de um trocador de calor tipo casco e tubos com chicana. Fonte: Thulukkanam (2013).

$$N_t = \frac{0,78 \cdot D_{ctl}^2}{C_1 \cdot L_{tp}^2} \quad (83)$$

Ainda seguindo Thulukkanam (2013), o passo  $L_{tp}$  geralmente é definido a partir de critérios como taxas de transferência de calor, grau de compactação da superfície, perda de pressão no lado do casco e facilidade de limpeza, sendo recomendável que a razão  $L_{tp}/d$  seja de no mínimo 1,25. Já o coeficiente  $C_1$  representa uma constante de arranjo dos tubos, definida como na Eq. (84).

$$C_1 = \begin{cases} 0,86, & \text{se } \theta_{tp} = 30^\circ \\ 1,00, & \text{se } \theta_{tp} = 45^\circ \text{ ou } \theta_{tp} = 90^\circ \end{cases} \quad (84)$$

O parâmetro  $\theta_{tp}$ , na Eq. (83), também deve ser pré-definido pelo projetista e indica o ângulo formado entre os tubos de acordo com o arranjo de tubos utilizado, como ilustrado na Fig. 24, onde são mostradas as principais configurações de posicionamento relativo dos tubos.

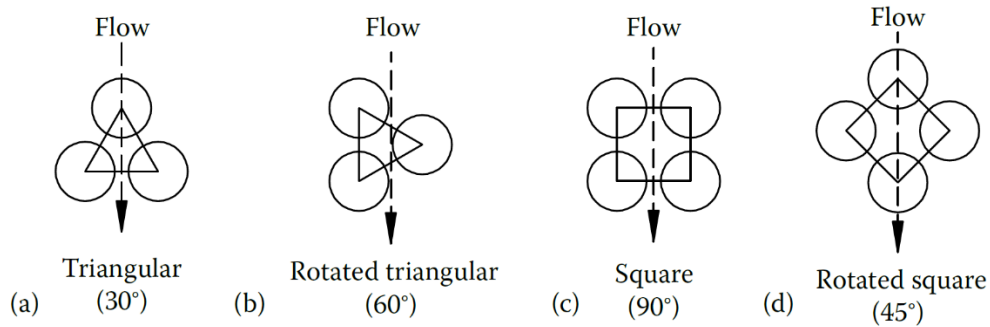


Figura 24 – Principais configurações espaciais dos tubos de um trocador de calor tipo casco e tubos: (a)  $\theta_{tp} = 30^\circ$ , (b)  $\theta_{tp} = 60^\circ$ , (c)  $\theta_{tp} = 90^\circ$ , (d)  $\theta_{tp} = 45^\circ$ . Fonte: Thulukkanam (2013).

Cabe ressaltar que esta etapa de dimensionamento aproximado assume ainda que são conhecidos alguns parâmetros, como temperaturas de entrada e saída dos fluidos e as características destes (como densidade, viscosidade e calor específico), além de parâmetros geométricos do trocador de calor apontados por Thulukkanam (2013) e listados a seguir:

- $D_s$  – Diâmetro interno do casco;
- $B_s$  – Corte da chicana (porcentagem de  $D_s$ );
- $L_{ti}$  – Comprimento efetivo entre os espelhos;
- $L_{bc}$  – Espaçamento entre as chicanas centrais;
- $L_{bi}$  – Espaçamento entre a chicana e a entrada;
- $L_{bo}$  – Espaçamento entre a chicana e a saída;
- $N_{ss}$  – Número de tiras de vedação.

A Fig. 23 mostra também outros parâmetros geométricos (alguns discutidos a seguir) complementares aos listados acima, para melhor compressão da geometria do trocador. Algumas simplificações também podem ser aplicadas entre essas variáveis: em casos de trocadores de calor com apenas um passe nos tubos tem-se  $L_{ti} = L_{ta}$ , e, neste trabalho, os espaçamentos entre chicanas são considerados iguais, ou seja,  $L_{bc} = L_{bi} = L_{bo}$ .



Uma das dimensões apresentadas na Fig. 23 se refere ao espaçamento entre o feixe de tubos e o casco,  $L_{bb}$ . Thulukkanam (2013) salienta que este parâmetro pode ser determinado a partir da expressão da Eq. (85).

$$L_{bb} = 12,0 + 0,005 \cdot D_s \quad (85)$$

Naturalmente, o parâmetro  $L_{bb}$  pode ainda ser relacionado com o diâmetro limite do feixe de tubos  $D_{otl}$ , e este com o diâmetro limite da linha de centro do feixe de tubos  $D_{ctl}$  conforme as Eq. (86) e (87).

$$D_{otl} = D_s - L_{bb} \quad (86)$$

$$D_{otl} = D_{ctl} + d \quad (87)$$

O número de chicanas  $N_b$  tem influência no comportamento do escoamento no lado do casco e pode ser determinado em função de parâmetros de espaçamento, como mostrado na Eq. (88), arredondando-se o resultado para o menor número inteiro.

$$N_b = \frac{L_{ti}}{L_{bc}} - 1 \quad (88)$$

#### 2.11.1.2. Avaliação dos parâmetros geométricos (cálculos auxiliares)

Nesta etapa do método de Bell-Delaware, são calculadas outras características geométricas do trocador de calor tipo casco e tubos, que serão úteis para os cálculos subsequentes. Thulukkanam (2013) define para essa etapa um passo a passo, mostrado a seguir.

*Passo 1:* Cálculos da janela formada pela chicana. Neste passo, o primeiro parâmetro analisado é o ângulo central da chicana  $\theta_{ds}$ , visualizável na Fig. 23 e calculado conforme a Eq. (89), onde  $B_c$  é corte da chicana mostrado na Fig. 25.

$$\theta_{ds} = 2 \cdot \cos^{-1} \left( 1 - \frac{2 \cdot B_c}{100} \right) \quad (89)$$

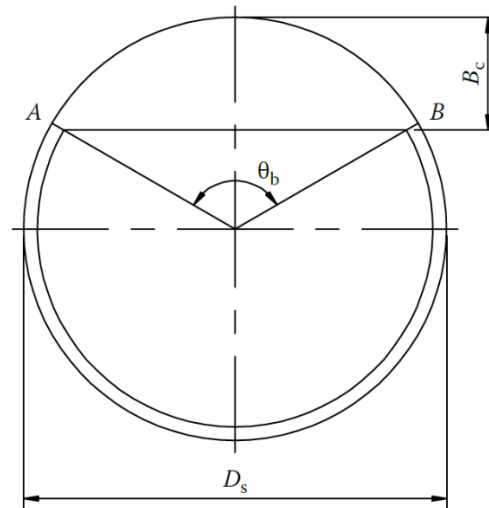


Figura 25 – Corte da chicana de um trocador de calor tipo casco e tubos. Fonte: Thulukkanam (2013).

Em seguida, pode-se determinar o ângulo superior da chicana  $\theta_{ctl}$ , também visualizável na Fig. 23, através da Eq. (90).

$$\theta_{ctl} = 2 \cdot \cos^{-1} \left[ \frac{D_s}{D_{ctl}} \left( 1 - \frac{2 \cdot B_c}{100} \right) \right] \quad (90)$$

**Passo 2:** Cálculo da área transversal ao escoamento no casco  $S_m$ , como na Eq. (91).

$$S_m = L_{bc} \cdot \left[ L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} (L_{tp} - d) \right] \quad (91)$$

Na Eq. (91),  $L_{tp,eff}$  representa um passo efetivo dos tubos, determinado pela Eq. (92), em função do ângulo  $\theta_{tp}$  do arranjo de tubos.

$$L_{tp,eff} = \begin{cases} L_{tp}, & \text{se } \theta_{tp} = 30^\circ \text{ ou } \theta_{tp} = 90^\circ \\ 0,707 \cdot L_{tp}, & \text{se } \theta_{tp} = 45^\circ \end{cases} \quad (92)$$

**Passo 3:** Cálculos sobre as áreas de escoamento na janela formada pela chicana. Primeiramente, é necessário conhecer a área de escoamento na janela sem os tubos,  $S_{wg}$ , dada pela Eq. (93).

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} \cdot D_s^2 \cdot \left( \frac{\theta_{ds}}{2 \cdot \pi} - \frac{\sin \theta_{ds}}{2 \cdot \pi} \right) \quad (93)$$

Em seguida, calcula-se a fração de tubos  $F_w$  na janela formada pela chicana conforme a Eq. (94).

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{2 \cdot \pi} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2 \cdot \pi} \quad (94)$$

O parâmetro  $F_w$  pode então ser relacionado com a fração de tubos sob escoamento puramente contracorrente,  $F_c$ , de acordo com a Eq. (95).

$$F_c = 1 - 2 \cdot F_w \quad (95)$$

Ainda em relação à fração de tubos na janela formada pela chicana, pode-se determinar a quantidade de tubos na janela da chicana,  $N_{wt}$ , através da Eq. (96).

$$N_{wt} = N_t \cdot F_w \quad (96)$$

A partir da quantidade  $N_{wt}$ , pode-se então calcular a área  $S_{wt}$  ocupada pelos tubos na janela formada pela chicana, conforme a Eq. (97).

$$S_{wt} = N_{wt} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \quad (97)$$

Finalmente, obtém-se a área transversal  $S_w$  do escoamento na janela da chicana a partir da Eq. (98).

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad (98)$$

*Passo 4:* Cálculo do diâmetro hidráulico equivalente da janela formada pela chicana,  $D_w$ . Esse parâmetro pode ser calculado pela relação já apresentada na Eq. (55), adaptando-a para as variáveis deste caso, o que resulta na Eq. (99).

$$D_w = \frac{4 \cdot S_w}{\pi \cdot d \cdot N_{wt} + \pi \cdot D_s \cdot \theta_{ds} / 2 \cdot \pi} \quad (99)$$

**Passo 5:** Cálculo do número efetivo de linhas de tubos. A partir da Eq. (100), pode-se obter o número efetivo de linhas de tubos cruzadas pelo escoamento em uma seção de escoamento cruzado  $N_{tcc}$ , ou seja, entre as extremidades das chicanas.

$$N_{tcc} = -\frac{D_s}{L_{pp}} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot B_c}{100}\right) \quad (100)$$

A variável  $L_{pp}$ , na Eq. (100), representa a distância efetiva entre os tubos na direção do escoamento e pode ser obtida por tabelas como a da Fig. 26.

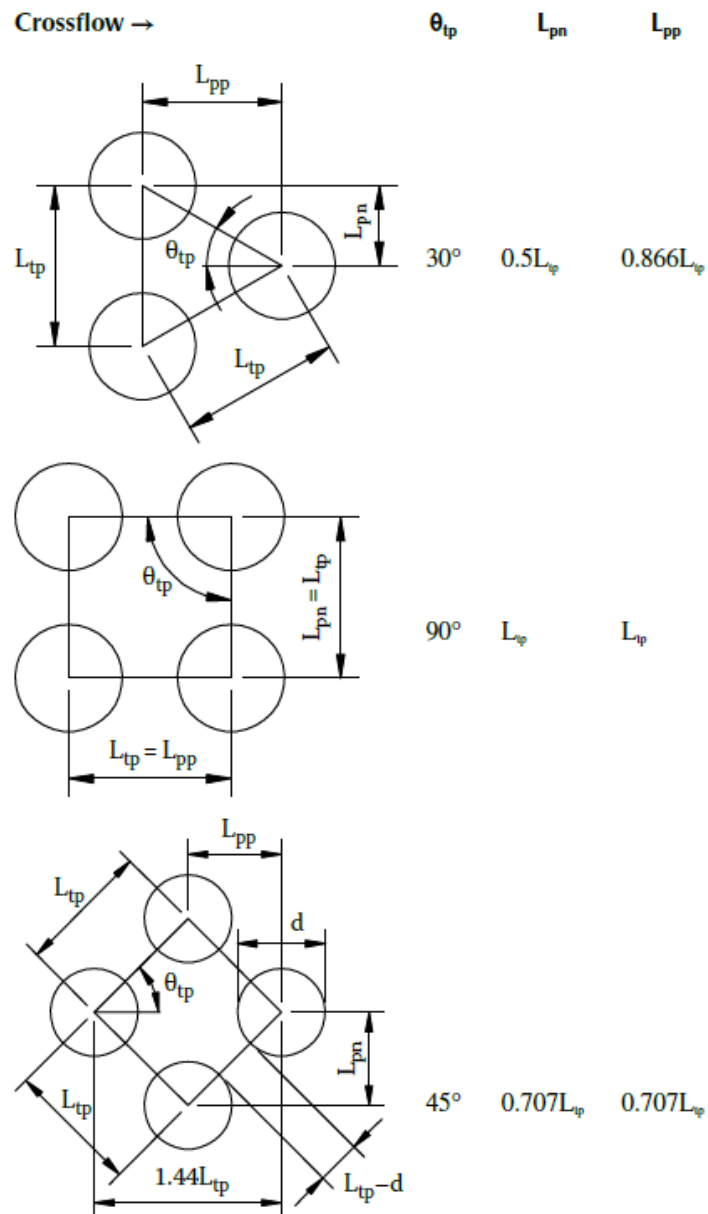


Figura 26 – Parâmetros básicos do arranjo de tubos de um trocador de calor tipo casco e tubos. Fonte: Thulukkanam (2013).

Já o número efetivo de linhas de tubos cruzadas pelo escoamento na janela formada pela chicana,  $N_{tcw}$ , pode ser calculado pela Eq. (101).

$$N_{tcw} = \frac{0,8}{L_{pp}} \cdot \left( \frac{D_s \cdot B_c}{100} - \frac{D_s - D_{ctl}}{2} \right) \quad (101)$$

*Passo 6:* Cálculo de parâmetros da área entre o feixe de tubos e o casco. A área entre o feixe de tubos e o casco considerando-se uma chicana, denominada  $S_b$ , é obtida pela Eq. (102), onde  $L_{pl}$  expressa o efeito do desvio do escoamento ao longo do espaço entre as paredes dos tubos, o qual considera-se nulo para cálculos padrão.

$$S_b = L_{bc} \cdot (D_s - D_{otl} + L_{pl}) \quad (102)$$

Outro parâmetro a ser utilizado posteriormente é a razão entre a área de desvio ( $S_b$ ) e a área transversal ao escoamento no casco ( $S_m$ ), denominada  $F_{sbp}$  e calculada conforme a Eq. (103).

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (103)$$

*Passo 7:* Cálculo da área de vazamento entre o casco e uma chicana,  $S_{sb}$ , conforme a Eq. (104), onde  $L_{sb}$  é o espaçamento entre o diâmetro interno do casco  $D_s$  e o diâmetro da chicana  $D_b$ , dada pela Eq. (105).

$$S_{sb} = \pi \cdot D_s \cdot \frac{L_{sb}}{2} \left( \frac{2 \cdot \pi - \theta_{ds}}{2 \cdot \pi} \right) \quad (104)$$

$$L_{sb} = 3,1 + 0,004 \cdot D_s \quad (105)$$

*Passo 8:* Cálculo da área de vazamento entre os tubos e uma chicana,  $S_{tb}$ , através da Eq. (106).

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} [(d + L_{tb})^2 - d^2] \cdot N_t \cdot (1 - F_w) \quad (106)$$

O espaçamento  $L_{tb}$  entre o diâmetro externo do tubo e o furo da chicana é especificado pela norma TEMA (2019) em função do diâmetro do tubo e espaçamento da chicana, podendo valer 0,8 ou 0,4 mm.

*Passo 9:* Cálculo da velocidade média do escoamento no casco,  $V_s$ , dada pela Eq. (107) em função da massa específica do fluido no lado do casco  $\rho_s$  e sua vazão mássica  $\dot{m}_s$ .

$$V_s = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s \cdot S_m} \quad (107)$$

### 2.11.1.3. Determinação de fatores de correção para transferência de calor e perda de pressão

Ainda segundo Thulukkanam (2013), no método de Bell-Delaware, o coeficiente convectivo de transferência de calor no lado do casco,  $h_s$ , deve ser determinado (principalmente para o cálculo de resistência térmica) a partir do coeficiente convectivo ideal  $h_i$  e diversos fatores de correção, conforme a Eq. (108).

$$h_s = h_i \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_s \cdot J_r \quad (108)$$

Os fatores de correção presentes na Eq. (108) são:

- $J_c$  – Fator de correção devido ao corte e espaçamento das chicanas;
- $J_l$  – Fator de correção para efeitos de vazamento nas chicanas;
- $J_b$  – Fator de correção para o desvio de escoamento sobre o feixe de tubos;
- $J_s$  – Fator de correção para variação de espaçamento entre as chicanas na entrada e saída do trocador de calor;
- $J_r$  – Fator de correção para gradiente de temperatura adverso em escoamento laminar.

O efeito combinado desses fatores de correção para um trocador tipo casco e tubos bem dimensionado costuma estar na faixa de 0,6, ou seja, o coeficiente convectivo real será cerca de 60% do ideal. Além disso, outros três fatores de correção são utilizados para os cálculos de perda de pressão, sendo eles:

- $R_b$  – Fator de correção para o desvio de escoamento sobre o feixe de tubos;
- $R_l$  – Fator de correção para efeitos de vazamento nas chicanas;
- $R_s$  – Fator de correção para variação de espaçamento entre as chicanas na entrada e saída do trocador de calor.

Para a determinação dos fatores de correção mencionados, Thulukkanam (2013) dá continuidade ao passo a passo já iniciado na seção anterior (e levado até o passo 9), conforme descrito a seguir.

*Passo 10:* Cálculo do fator de correção para a configuração das chicanas,  $J_c$ . Para cortes de chicana entre 15% e 45%, esse fator é calculado pela Eq. (109) e assume um valor típico em torno de 1,0 para trocadores com fluido líquido no lado do casco.

$$J_c = 0,55 + 0,72 \cdot F_c \quad (109)$$

*Passo 11:* Cálculo dos fatores de correção para efeitos de vazamento nas chicanas,  $J_l$  e  $R_l$ , através de curvas ajustadas representadas pelas Eq. (110) e (111), respectivamente.

$$J_l = 0,44 \cdot (1 - r_s) + [1 - 0,44 \cdot (1 - r_s)] \cdot e^{-2,2 \cdot r_{lm}} \quad (110)$$

$$R_l = \exp[-1,33 \cdot (1 + r_s)] \cdot r_{lm}^x \quad (111)$$

E os parâmetros  $x$ ,  $r_s$  e  $r_{lm}$  utilizados nas Eq. (110) e (111) são definidos conforme as Eq. (112), (113) e (114), respectivamente.

$$x = -0,15 \cdot (1 + r_s) + 0,8 \quad (112)$$

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (113)$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (114)$$

Thulukkanam (2013) ressalta que trocadores de calor bem dimensionados devem possuir o fator de correção  $J_l$  de no mínimo 0,6, preferencialmente na faixa de

0,7 a 0,9. Caso o valor desse parâmetro seja muito baixo, pode-se adequar o trocador elevando o espaçamento entre chicanas, aumentando o passo dos tubos ou mudando o ângulo do arranjo de tubos. Já para o fator de correção  $R_l$ , uma faixa aceitável de valores está entre 0,4 e 0,5, apesar de poder se encontrar valores menores para trocadores com chicanas muito próximas entre si.

**Passo 12:** Cálculo dos fatores de correção para o desvio de escoamento sobre o feixe de tubos,  $J_b$  e  $R_b$ . O fator de correção para o coeficiente convectivo é calculado de acordo com a Eq. (115), sendo os parâmetros  $C_{bh}$  e  $r_{ss}$  definidos pelas Eq. (116) e (117).

$$J_b = \exp\{-C_{bh} \cdot F_{sbp} \cdot [1 - (2 \cdot r_{ss})^{1/3}]\} \quad (115)$$

$$C_{bh} = \begin{cases} 1,25 & p/ Re_s \leq 100 \\ 1,35 & p/ Re_s > 100 \end{cases} \quad (116)$$

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \quad (117)$$

Já o fator  $R_b$  é calculado pela Eq. (118), com o parâmetro  $C_{bp}$  obtido a partir da Eq. (119).

$$R_b = \exp\{-C_{bp} \cdot F_{sbp} \cdot [1 - (r_{ss})^{1/3}]\} \quad (118)$$

$$C_{bp} = \begin{cases} 4,50 & p/ Re_s \leq 100 \\ 3,70 & p/ Re_s > 100 \end{cases} \quad (119)$$

Ambos os fatores,  $J_b$  e  $R_b$ , possuem o limite de 1,0 para  $r_{ss} \geq 0,5$ . Para pequenos espaçamentos entre o casco e o feixe de tubos, o fator  $J_b$  assume valores próximos de 0,9, enquanto para espaçamentos maiores se aproxima de 0,7. Já o fator  $R_b$  varia tipicamente de 0,5 a 0,8, dependendo das características construtivas.

**Passo 13:** Cálculo do fator de correção para gradiente de temperatura adverso em escoamento laminar,  $J_r$ . Esse fator é aplicado apenas para trocadores de calor em que o *número de Reynolds* no lado do casco é menor que 100, sendo especialmente efetivo para escoamentos com  $Re_s < 20$ , quando é definido pela Eq. (120), onde  $N_c$  é o número total de linhas de tubos cruzadas pelo escoamento em todo o trocador de calor, dado pela Eq. (121).



$$J_r = \frac{1,51}{N_c^{0,18}} \quad (120)$$

$$N_c = (N_{tcc} + N_{tcw}) \cdot (N_b + 1) \quad (121)$$

Para  $20 < Re_s < 100$ , uma proporção linear é aplicada para o cálculo de  $J_r$ , resultando na Eq. (122), limitada aos valores mostrados na Eq. (123).

$$J_r = \frac{1,51}{N_c^{0,18}} + \left( \frac{20 - Re_s}{80} \right) \cdot \left( \frac{1,51}{N_c^{0,18}} - 1 \right) \quad (122)$$

$$J_r = \begin{cases} 0,4 & p/ Re_s \leq 100 \\ 1,0 & p/ Re_s > 100 \end{cases} \quad (123)$$

*Passo 14:* Cálculo do fator de correção para variação de espaçamento entre as chicanas na entrada e saída do trocador de calor,  $J_s$ . A Fig. 27 mostra um desenho esquemático de um trocador tipo casco e tubos onde os espaçamentos das chicanas na entrada e saída do trocador diferem do espaçamento central. O fator de correção  $J_s$  devido a essa diferença pode ser calculado pela Eq. (124).

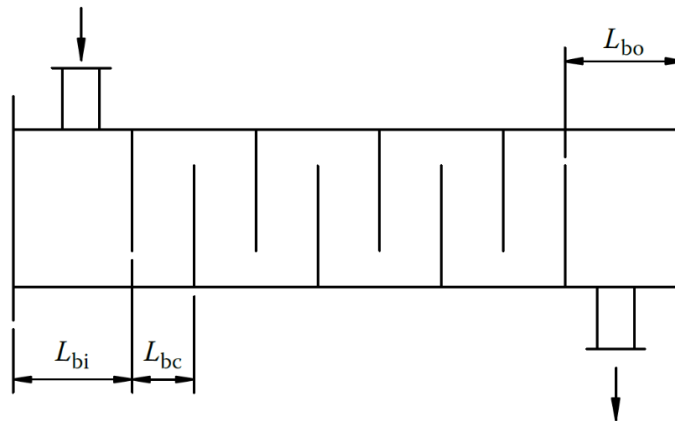


Figura 27 – Exemplo esquemático de configuração de espaçamentos de chicanas. Fonte: Thulukkanam (2013).

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + (L_i^*)^{1-n} + (L_o^*)^{1-n}}{(N_b - 1) + (L_i^* - 1) + (L_o^* - 1)} \quad (124)$$

Os parâmetros  $L_i^*$  e  $L_o^*$ , utilizados na Eq. (124), podem ser obtidos conforme as Eq. (125) e (126).

$$L_i^* = \frac{L_{bi}}{L_{bc}} \quad (125)$$

$$L_o^* = \frac{L_{bo}}{L_{bc}} \quad (126)$$

Ainda de acordo com Thulukkanam (2013), os valores do fator  $J_s$  usualmente se encontram entre 0,85 e 1,00 e o parâmetro  $n$  vale 0,6 para escoamentos turbulentos ( $Re_s > 100$ ). Para escoamentos laminares ( $Re_s \leq 100$ ),  $J_s$  assumirá um valor aproximadamente médio entre 1 e o valor calculado para regime turbulento. Além disso, caso os espaçamentos entre chicanas sejam iguais ( $L_{bi} = L_{bo} = L_{bc}$ ) o fator de correção  $J_s$  terá valor unitário.

*Passo 15:* Cálculo do fator de correção para perda de pressão com variação de espaçamento entre as chicanas na entrada e saída do trocador de calor,  $R_s$ , a partir da Eq. (127), onde  $n$  vale 0,2 para escoamento turbulento ( $Re_s > 100$ ) e 1,0 para escoamento laminar ( $Re_s \leq 100$ ).

$$R_s = \left(\frac{1}{L_i^*}\right)^{2-n} + \left(\frac{1}{L_o^*}\right)^{2-n} \quad (127)$$

Quando os espaçamentos forem iguais ( $L_{bi} = L_{bo} = L_{bc}$ ), o fator de correção  $R_s$  naturalmente valerá 2,0. Thulukkanam (2013) destaca ainda que para um caso extremo onde  $L_{bi} = L_{bo} = 2 \cdot L_{bc}$ ,  $R_s$  valerá 1,0 para escoamento laminar e 0,57 para escoamento turbulento. Já para um caso típico de trocador com tubos em “U”, quando  $L_{bi} = L_{bc}$  e  $L_{bo} = 2 \cdot L_{bc}$ ,  $R_s$  assumirá valores de 1,5 para escoamento laminar e 3,0 para escoamento turbulento.

#### **2.11.1.4. Cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor e da perda de pressão no lado do casco**

##### **2.11.1.4.1. Coeficiente convectivo de transferência de calor**

Para o cálculo do coeficiente convectivo no lado do casco, Thulukkanam (2013) estabelece primeiramente a necessidade de se conhecer alguns parâmetros para o lado do casco: fluxo mássico no lado do casco  $G_s$  (razão entre vazão mássica e área

transversal ao escoamento, como apresentado na seção 2.10.3), calculado através da Eq. (128); número de Reynolds  $Re_s$ , já apresentado na Eq. (61) e adequado para esse caso na Eq. (129); e número de Prandtl  $Pr_s$ , apontado na Eq. (63) e reescrito na Eq. (130). Cabe ressaltar que o subscrito  $s$  designa parâmetros relativos ao lado do casco (por exemplo,  $k_s$  representa a condutividade térmica do fluido no lado do casco).

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{S_m} \quad (128)$$

$$Re_s = \frac{d \cdot G_s}{\mu_s} \quad (129)$$

$$Pr_s = \frac{\mu_s \cdot c_{ps}}{k_s} \quad (130)$$

Então, o coeficiente convectivo ideal  $h_i$  pode ser obtido pela Eq. (131).

$$h_i = \frac{j_i \cdot c_{ps} \cdot G_s \cdot (\Phi_s)^n}{Pr_s^{2/3}} \quad (131)$$

Na Eq. (131), o termo  $j_i$  é o fator de Colburn ideal para o lado do casco, que pode ser determinado a partir do ajuste de curva da Eq. (132), apresentada por Kakaç e Liu (2002), sendo o coeficiente  $a$  definido pela Eq. (133) e os coeficientes  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_3$  e  $a_4$  obtidos a partir da Tab. 10 em função do número de Reynolds e do ângulo  $\theta_{tp}$  (configuração dos tubos).

$$j_i = a_1 \left( \frac{1,33}{L_{tp}/d} \right)^a \cdot (Re_s)^{a_2} \quad (132)$$

$$a = \frac{a_3}{1+0,14 \cdot (Re_s)^{a_4}} \quad (133)$$

Outro parâmetro da Eq. (131) a ser definido é o termo  $(\Phi_s)^n$ , que representa o fator de correção para viscosidade, levando em conta o gradiente entre as viscosidades na parede do tubo ( $\mu_w$ ) e na temperatura média do escoamento ( $\mu_s$ ). Dessa forma, o fator de correção  $(\Phi_s)^n$  é calculado conforme a Eq. (134).

Tabela 10 – Parâmetros para correlação do fator de Colburn em trocadores de calor tipo casco e tubos.  
Fonte: Kakaç e Liu (2002).

$\theta_{tp}$	$Re_s$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$
<b>30°</b>	$10^5 - 10^4$	0,321	-0,388	1,450	0,519
	$10^4 - 10^3$	0,321	-0,388		
	$10^3 - 10^2$	0,593	-0,477		
	$10^2 - 10$	1,360	-0,657		
	< 10	1,400	-0,667		
<b>45°</b>	$10^5 - 10^4$	0,370	-0,396	1,930	0,500
	$10^4 - 10^3$	0,370	-0,396		
	$10^3 - 10^2$	0,730	-0,500		
	$10^2 - 10$	0,498	-0,656		
	< 10	1,550	-0,667		
<b>90°</b>	$10^5 - 10^4$	0,370	-0,395	1,187	0,370
	$10^4 - 10^3$	0,107	-0,266		
	$10^3 - 10^2$	0,408	-0,460		
	$10^2 - 10$	0,900	-0,631		
	< 10	0,970	-0,667		

$$(\Phi_s)^n = \left( \frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (134)$$

Para líquidos o fator de correção para viscosidade é maior que 1,0 quando o fluido no lado do casco está sob aquecimento e menor que 1,0 quando o mesmo está sob resfriamento. Além disso, um parâmetro importante para determinar  $\mu_w$  é a temperatura média da parede do tubo  $T_w$ , calculada como mostrado na Fig. 28.

Para o caso de escoamento de gases no trocador de calor, o fator de correção para viscosidade assume valor unitário para resfriamento e é calculado conforme a Eq. (135) para aquecimento, sendo  $T_{s,av}$  a temperatura média da parede do casco.

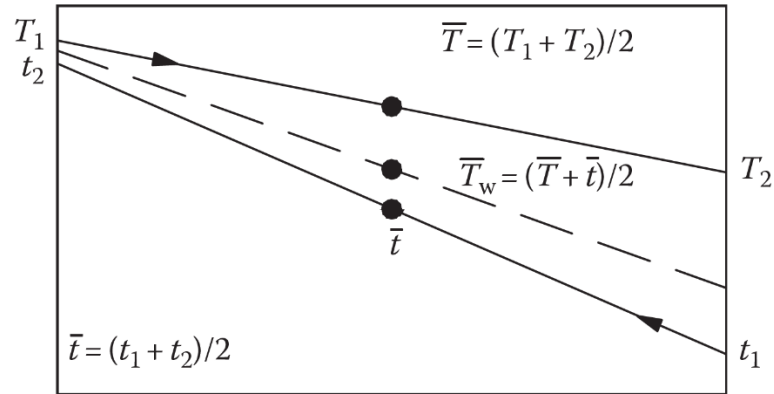


Figura 28 – Método de cálculo da temperatura média nos lados do casco e do tubo e na parede do tubo. Fonte: Thulukkanam (2013).

$$(\Phi_s)^n = \left( \frac{T_{s,av} + 273,15}{T_w + 273,15} \right)^{0,25} \quad (135)$$

Por fim, com os cálculos apresentados nessa seção e na seção 2.11.1.3, é possível se obter o coeficiente convectivo de transferência de calor no lado do casco,  $h_s$ , através da Eq. (108).

#### 2.11.1.4.2. Perda de pressão

Continuando o desenvolvimento de Thulukkanam (2013) para o método de Bell-Delaware, a perda de pressão no lado do casco ( $\Delta P_s$ ) representa a soma das perdas de pressão devido ao escoamento cruzado ( $\Delta P_c$ ), na janela da chicana ( $\Delta P_w$ ) e na entrada e saída do casco ( $\Delta P_e$ ), como mostrado na Eq. (136). As diferentes regiões de perda de pressão citadas são esquematizadas na Fig. 29.

$$\Delta P_s = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e \quad (136)$$

As perdas de pressão no escoamento cruzado e nas regiões de entrada e saída dependem da perda de pressão em um banco de tubos ideal,  $\Delta P_{b,i}$ , dada pela Eq. (137), onde  $g_c$  representa a aceleração gravitacional de  $9,81 \text{ m/s}^2$ .

$$\Delta P_{b,i} = 2 \cdot f_s \cdot N_{tcc} \cdot \frac{G_s^2}{g_c \cdot \rho_s} \cdot (\Phi_s)^{-n} \quad (137)$$

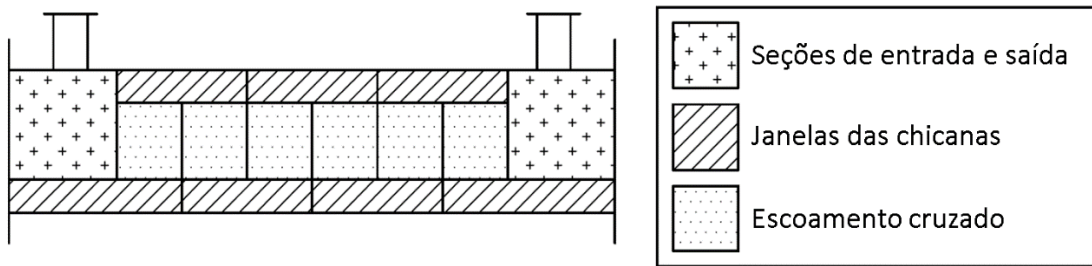


Figura 29 – Regiões da perda de pressão no lado do casco de um casco TEMA E. Fonte: Thulukkanam (2013), adaptado.

O termo  $f_s$ , na Eq. (137), representa o fator de atrito para o lado do casco e é calculado por Kakaç e Liu (2002) conforme o ajuste de curva da Eq. (138), sendo o coeficiente  $b$  definido pela Eq. (139) e os coeficientes  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $b_3$  e  $b_4$  obtidos a partir da Tab. 11 em função do número de Reynolds e do ângulo  $\theta_{tp}$  (configuração dos tubos).

$$f_s = b_1 \left( \frac{1,33}{L_{tp}/d} \right)^b \cdot (Re_s)^{b_2} \quad (138)$$

$$b = \frac{b_3}{1 + 0,14 \cdot (Re_s)^{b_4}} \quad (139)$$

Novamente segundo Thulukkanam (2013), a perda de pressão  $\Delta P_c$  nas seções de escoamento cruzado é afetada por efeitos de desvio do escoamento e vazamentos nas chicanas, sendo então determinada através da Eq. (140).

$$\Delta P_c = (N_b - 1) \cdot (\Delta P_{b,i} \cdot R_b \cdot R_l) \quad (140)$$

Já a perda de pressão  $\Delta P_e$  nas seções de entrada e saída sofrem influência do desvio de escoamento e dos espaçamentos entre as chicanas, sendo calculada pela Eq. (141).

$$\Delta P_e = 2 \cdot \Delta P_{b,i} \cdot \left( 1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}} \right) \cdot R_b \cdot R_s \quad (141)$$

Tabela 11 – Parâmetros para correlação do fator de Colburn em trocadores de calor tipo casco e tubos.  
Fonte: Kakaç e Liu (2002).

$\theta_{tp}$	$Re_s$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$
<b>30°</b>	$10^5 - 10^4$	0,372	-0,123	7,00	0,500
	$10^4 - 10^3$	0,486	-0,152		
	$10^3 - 10^2$	4,570	-0,476		
	$10^2 - 10$	45,100	-0,973		
	< 10	48,000	-1,000		
<b>45°</b>	$10^5 - 10^4$	0,303	-0,126	6,59	0,520
	$10^4 - 10^3$	0,333	-0,136		
	$10^3 - 10^2$	3,500	-0,476		
	$10^2 - 10$	26,200	-0,913		
	< 10	32,00	-1,000		
<b>90°</b>	$10^5 - 10^4$	0,391	-0,148	6,30	0,378
	$10^4 - 10^3$	0,0815	+0,022		
	$10^3 - 10^2$	6,0900	-0,602		
	$10^2 - 10$	32,1000	-0,963		
	< 10	35,0000	-1,000		

Por sua vez, a perda de pressão  $\Delta P_w$  nas janelas da chicana, afetada por vazamentos nas chicanas, é dada pela Eq. (142), onde  $\Delta P_{w,i}$  representa a perda de pressão em um banco de tubos ideal na região da janela da chicana, calculada a partir da Eq. (143) ou da Eq. (144), a depender do número de Reynolds.

$$\Delta P_w = \Delta P_{w,i} \cdot N_b \cdot R_l \quad (142)$$

$$\Delta P_{w,i} = \frac{(2+0,6 \cdot N_{tcw}) \cdot G_w^2}{2 \cdot g_c \cdot \rho_s} \quad p / Re_s \geq 100 \quad (143)$$

$$\Delta P_{w,i} = 26 \cdot \frac{G_w \cdot \mu_s}{g_c \cdot \rho_s} \cdot \left( \frac{N_{tcw}}{L_{tp}-d} + \frac{L_{bc}}{D_w^2} \right) + 2 \cdot \frac{G_w^2}{g_c \cdot \rho_s} \quad p / Re_s < 100 \quad (144)$$

De forma semelhante a outros termos já apresentados, o parâmetro  $G_w$  nas Eq. (143) e (144) é o fluxo mássico na janela da chicana, obtido pela Eq. (145).

$$G_w = \frac{\dot{m}_s}{\sqrt{S_m \cdot S_w}} \quad (145)$$

Em resumo, a soma das perdas de pressão nas três diferentes regiões pode ser observada na Eq. (146).

$$\Delta P_s = [(N_b - 1) \cdot (\Delta P_{b,i} \cdot R_b) + \Delta P_{w,i} \cdot N_b] \cdot R_l + 2 \cdot \Delta P_{b,i} \cdot \left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}}\right) \cdot R_b \cdot R_s \quad (146)$$

Por fim, Thulukkanam (2013) aponta que a perda de pressão total no lado do casco  $\Delta P_s$  de um típico trocador de calor tipo casco e tubos é da ordem de 20 a 30% da perda de pressão caso não houvesse efeitos de vazamento nas chicanas e desvio pelos tubos.

### 2.11.1.5. Cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor e da perda de pressão no lado dos tubos

#### 2.11.1.5.1. Coeficiente convectivo de transferência de calor

Utilizando o mesmo procedimento de Thulukkanam (2013) já apresentado na seção 2.11.1.4, os cálculos do coeficiente convectivo no lado dos tubos começam pela determinação de fluxo mássico, número de Reynolds e número de Prandtl, pelas Eq. (147), (148) e (149), respectivamente, sendo  $N_p$  o número de passes nos tubos e o subscrito  $t$  relativo aos parâmetros no lado dos tubos.

$$G_t = \frac{\dot{m}_t}{A_t/N_p} \quad (147)$$

$$Re_t = \frac{d_i \cdot G_t}{\mu_t} \quad (148)$$

$$Pr_t = \frac{\mu_t \cdot c_{pt}}{k_t} \quad (149)$$

O termo  $A_t$  representa a área transversal ao escoamento nos tubos e é calculado conforme a Eq. (150), sendo  $d_i$  o diâmetro interno de um tubo.



$$A_t = \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \cdot N_t \quad (150)$$

No lado dos tubos, o coeficiente convectivo  $h_t$  pode ser obtido a partir do número de Nusselt, como já apresentado na Eq. (59), reescrita na Eq. (151) para as variáveis em questão.

$$Nu_t = \frac{h_t \cdot d_i}{k_t} \quad (151)$$

Para o caso de escoamento laminar ( $Re_t < 2.100$ ) o número de Nusselt pode ser calculado conforme a Eq. (152), para um comprimento de tubo  $L$ .

$$Nu_t = 1,86 \cdot \left( Re_t \cdot Pr_t \cdot \frac{d_i}{L} \right)^{0,5} \cdot Pr_t^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (152)$$

Outro parâmetro importante (ainda para escoamento laminar) é o número de Grashof, que expressa a razão entre as forças de empuxo e as forças viscosas que agem sobre um fluido (efeitos de convecção natural), sendo definido pela Eq. (153), onde  $\beta$  é o coeficiente de expansão volumétrica térmica (em  $1/K$ ),  $T_s$  é a temperatura da superfície do tubo,  $T_\infty$  é a temperatura do fluido suficientemente longe da superfície e  $L_c$  é o comprimento característico da geometria (ÇENGEL; GHAJAR, 2012), neste caso equivalente ao diâmetro interno do tubo.

$$Gr = \frac{g_c \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_c^3 \cdot \rho_t^2}{\mu_t^2} \quad (153)$$

Se o número de Grashof no escoamento no lado dos tubos excede 25.000, o resultado da Eq. (152) deve ser corrigido multiplicando-o pelo fator de correção  $F_{Gr}$  mostrado na Eq. (154).

$$F_{Gr} = 0,8 \cdot (1 + 0,015 \cdot Gr^{1/3}) \quad (154)$$

Já para o caso de escoamento turbulento ( $Re_t > 10.000$ ) o número de Nusselt pode ser calculado conforme a Eq. (155).

$$Nu_t = 0,027 \cdot Re_t^{0,8} \cdot Pr_t^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (155)$$

Por fim, para valores intermediários do número de Reynolds ( $2.100 < Re_t < 10.000$ ) o número de Nusselt pode ser obtido com o auxílio da equação de Dittus-Boelter, já apresentada na Eq. (60).

### 2.11.1.5.2. Perda de pressão

Ainda conforme Thulukkanam (2013), a perda de pressão em tubos e dutos no geral pode ser calculada através da equação de Weisbach-Darcy, de forma semelhante à Eq. (66), reescrita na Eq. (156) em adequação às variáveis em questão.

$$\Delta P_t = f_t \frac{L}{d_i} \cdot \frac{G_t^2}{2 \cdot g_c \cdot \rho_t} \cdot \frac{1}{(\Phi_t)^r} \quad (156)$$

O termo  $(\Phi_t)^r$ , mostrado na Eq. (156) depende do número de Reynolds e pode ser obtido através da Eq. (157).

$$(\Phi_t)^r = \begin{cases} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w}\right)^{0,14} & p/ Re_t > 2.100 \\ \left(\frac{\mu_t}{\mu_w}\right)^{0,25} & p/ Re_t < 2.100 \end{cases} \quad (157)$$

Como a variável  $L$ , na Eq. (156), representa o comprimento de interesse para a análise da perda de pressão do escoamento, convém-se adotar tal dimensão como sendo o comprimento útil de um tubo do trocador,  $L_{ta}$ . Logo, para se obter a queda de pressão no feixe de tubos, basta multiplicar o resultado da Eq. (156) pelo número de tubos  $N_t$  e pelo número de passes  $N_p$ .

Já o fator de atrito no lado dos tubos,  $f_t$ , é obtido a partir do número de Reynolds  $Re_t$ , de forma semelhante à seção 2.9.3, sendo a Eq. (64) ainda válida para o caso de escoamento laminar ( $Re_t < 2.100$ ). Já para regimes turbulentos ( $Re_t > 2.100$ ), o fator de atrito pode ser calculado conforme a relação empírica de Blasius mostrada na Eq. (158) e válida para números de Reynolds de até 1.000.000.

$$f_t = \frac{0,3164}{Re_t^{0,25}} \quad (158)$$

Portanto, o coeficiente global de transferência de calor  $U$  pode ser calculado a partir dos coeficientes convectivos  $h_s$  e  $h_t$ , utilizando-se a Eq. (12). Em seguida, a área de transferência de calor  $A_o$  pode ser obtida com a Eq. (24), para a taxa de transferência de calor desejada.

#### 2.11.1.6. Comparação dos resultados com as especificações de projeto

Para a última etapa do método de Bell-Delaware, deve-se comparar a área de transferência de calor calculada,  $A_o$ , com a estimativa de área inicial da primeira etapa (seção 2.11.1.1). Se a diferença entre os dois valores estiver dentro do limite aceitável para o projeto, tem-se o dimensionamento adequado do trocador. Caso contrário, os cálculos a partir da seção 2.11.1.1 são refeitos em um processo iterativo, onde o chute inicial para a área de transferência de calor se torna a área calculada na iteração anterior, e este processo se repete até que a diferença entre os valores estimado e calculado se torne aceitável.

Como apontado por Marques (2022), com o valor final da área de transferência de calor, o dimensionamento dos tubos do trocador pode seguir a Eq. (82), onde geralmente o diâmetro do tubo  $d$  escolhido é mantido fixo e pode-se variar o comprimento dos tubos  $L_{ta}$  ou o número de tubos  $N_t$ , de forma a obter a área calculada pelo processo iterativo.

#### 2.11.2. Método de Kern

O método de Kern consiste em uma abordagem para o dimensionamento de trocadores de calor tipo casco e tubos, de forma muito semelhante ao método de Bell-Delaware. Porém, este método se restringe a trocadores de calor com chicanas com corte de 25% do diâmetro interno do casco e não leva em conta adequadamente os efeitos de vazamentos nas chicanas (FLYNN; AKASHIGE; THEODORE, 2019).

Apesar de ser menos preciso, o método de Kern possibilita a realização de cálculos mais rápidos e simples dos coeficientes convectivos e perdas de pressão. Tais cálculos se organizam em um processo iterativo da mesma forma que no método

de Bell-Delaware, mas com um número reduzido de etapas (THULUKKANAM, 2013 apud MARQUES, 2022), listadas a seguir e desenvolvidas nas próximas seções:

- Dimensionamento aproximado do trocador de calor;
- Avaliação dos parâmetros geométricos, ou cálculos auxiliares;
- Cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor e da perda de pressão no lado do casco;
- Cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor e da perda de pressão no lado dos tubos;
- Comparação dos resultados com as especificações de projeto.

### **2.11.2.1. Dimensionamento aproximado do trocador de calor**

Esta etapa se dá, inicialmente, da mesma maneira já apresentada na seção 2.11.1.1. Primeiramente, estima-se o coeficiente global de transferência de calor  $U$  através de tabelas referenciais como a Tab. 9. Em seguida, a área superficial de transferência de calor pode ser calculada a partir da estimativa do coeficiente global de transferência de calor utilizando-se a Eq. (24). Então, o número de tubos  $N_t$  é obtido com a Eq. (82), sendo o diâmetro e o comprimento dos tubos adotados como parâmetros de entrada.

### **2.11.2.2. Avaliação dos parâmetros geométricos (cálculos auxiliares)**

O método de Kern para dimensionamento de trocadores tipo casco e tubos também é abordado por Kakaç e Liu (2002), que nesta etapa relacionam o número de tubos com o diâmetro interno do casco  $D_s$  através da Eq. (159).

$$N_t = CTP \cdot \frac{\pi \cdot D_s^2}{4 \cdot A_l} \quad (159)$$

O termo  $CTP$ , na Eq. (159), representa a constante de cálculo do número de tubos, considerando uma cobertura incompleta do interior do casco pelos tubos. Tal constante pode ser determinada a partir do número de passes dos tubos, como mostrado na Eq. (160).

$$CTP = \begin{cases} 0,93 & p/ \text{ um passe nos tubos} \\ 0,90 & p/ \text{ dois passes nos tubos} \\ 0,85 & p/ \text{ três passes nos tubos} \end{cases} \quad (160)$$

Já a área projetada do arranjo de tubos,  $A_l$ , é calculada na Eq. (161) a partir do passo dos tubos  $L_{tp}$ , sendo ambos os parâmetros dependentes da constante de arranjo dos tubos  $CL$ , definida na Eq. (162).

$$A_l = CL \cdot L_{tp}^2 \quad (161)$$

$$CL = \begin{cases} 1,00, & \text{se } \theta_{tp} = 45^\circ \text{ ou } \theta_{tp} = 90^\circ \\ 0,87, & \text{se } \theta_{tp} = 30^\circ \text{ ou } \theta_{tp} = 60^\circ \end{cases} \quad (162)$$

Outro parâmetro importante a ser determinado é o diâmetro hidráulico (ou equivalente) do casco  $D_{hs}$ , de forma semelhante à Eq. (55) já apresentada, porém dependendo ainda da disposição dos tubos (como nos exemplos da Fig. 30).

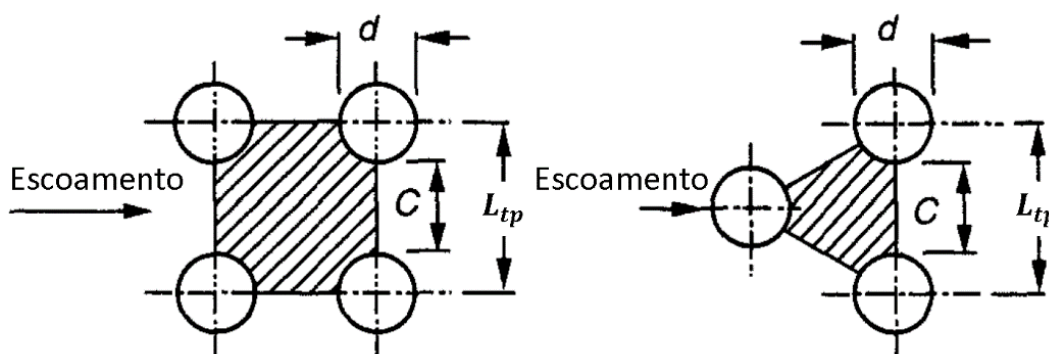


Figura 30 – Arranjos quadrangular e triangular de tubos de trocadores de calor tipo casco e tubos. Fonte: Kakaç e Liu (2002), adaptado.

Para o caso de disposição quadrangular dos tubos, o diâmetro equivalente pode ser calculado conforme a Eq. (163). Já para o arranjo triangular de tubos, o diâmetro equivalente é dado pela Eq. (164).

$$D_{hs} = \frac{4 \cdot \left( L_{tp}^2 - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right)}{\pi \cdot d} \quad (163)$$

$$D_{hs} = \frac{4 \cdot \left( \frac{L_{tp}^2 \cdot \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right)}{\pi \cdot d/2} \quad (164)$$

Por fim, outro parâmetro a ser utilizado nos cálculos subsequentes é a área de fluxo cruzado no feixe de tubos,  $A_{tc}$ , calculada como na Eq. (165), onde  $L_{bc}$  é o espaçamento entre as chicanas e  $C$  é a folga entre tubos adjacentes, obtida pela Eq. (166) e visualizável na Fig. 30.

$$A_{tc} = \frac{D_s \cdot C \cdot L_{bc}}{L_{tp}} \quad (165)$$

$$C = L_{tp} - d \quad (166)$$

### 2.11.2.3. Cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor e da perda de pressão no lado do casco

#### 2.11.2.3.1. Coeficiente convectivo de transferência de calor

De forma semelhante à seção 2.11.1.4.1, o primeiro passo desta etapa é o cálculo de três parâmetros: fluxo mássico  $G_s$ , dado pela Eq. (167); número de Reynolds, dado pela Eq. (168) e número de Prandtl, calculado pela Eq. (130).

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_{tc}} \quad (167)$$

$$Re_s = \frac{D_{hs} \cdot G_s}{\mu_s} \quad (168)$$

Então, o coeficiente convectivo  $h_s$  para o lado do casco pode ser obtido com a Eq. (169), válida para números de Reynolds entre  $2 \cdot 10^3$  e  $1 \cdot 10^6$  (KAKAÇ; LIU, 2002).

$$h_s = \frac{0,36 \cdot k_s}{D_{hs}} \cdot Re_s^{0,55} \cdot Pr_s^{1/3} \quad (169)$$

### 2.11.2.3.2. Perda de pressão

Ainda segundo Kakaç e Liu (2002), a perda de pressão no lado do casco é calculada conforme a Eq. (170), onde o termo  $(\Phi_s)^n$  é aquele já apresentado na Eq. (134) e o fator de atrito  $f_s$  é obtido com a Eq. (171), válida para  $400 < Re_s < 1 \cdot 10^6$ .

$$\Delta P_s = \frac{f_s \cdot G_s^2 \cdot (N_b + 1) \cdot D_s}{2 \cdot \rho_s \cdot D_{hs} \cdot (\Phi_s)^n} \quad (170)$$

$$f_s = \exp(0,576 - 0,19 \cdot \ln Re_s) \quad (171)$$

### 2.11.2.4. Cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor e da perda de pressão no lado dos tubos

Nesta etapa, os cálculos se dão de forma idêntica ao roteiro já utilizado para obter o coeficiente convectivo de transferência de calor e a perda de pressão no lado dos tubos para o método de Bell-Delaware (vide seção 2.11.1.5).

### 2.11.2.5. Comparação dos resultados com as especificações de projeto

Novamente de forma semelhante ao método de Bell-Delaware, o coeficiente global de transferência de calor  $U$  pode ser calculado a partir dos coeficientes convectivos  $h_s$  e  $h_t$ , utilizando-se a Eq. (12). Então a área de transferência de calor  $A_o$  pode ser obtida com a Eq. (24), para a taxa de transferência de calor desejada.

Assim, a área de transferência de calor calculada  $A_o$  é comparada com a estimativa de área inicial da primeira etapa. Se a diferença entre os dois valores estiver dentro do limite aceitável para o projeto, tem-se o dimensionamento adequado do trocador. Caso contrário, os cálculos a partir da seção 2.11.2.1 são refeitos em um processo iterativo, onde o chute inicial para a área de transferência de calor se torna a área calculada na iteração anterior, e este processo se repete até que a diferença entre os valores estimado e calculado se torne aceitável.

## 2.12. Linguagem JavaScript

JavaScript é uma linguagem de programação interpretada criada em 1995 por Brendan Eich, da Netscape, como uma extensão da linguagem HTML. Existem aplicações desta linguagem em navegadores Web, suporte de tecnologias de *gateway* para servidores HTTP e como linguagem de roteiro de propósito geral (ROCHA, 1999).

Conforme exposto por Flanagan (2013), tecnicamente “JavaScript” é uma marca registrada e licenciada pela Sun Microsystems (atualmente Oracle), usada para descrever a implementação da linguagem pelo navegador Netscape (atualmente Mozilla). A linguagem também foi enviada para a ECMA (*European Computer Manufacturer’s Association*) para padronização e, devido à marca já registrada, a versão padronizada manteve o nome de “ECMAScript”. Pelos mesmos motivos ligados à marca registrada, a versão da Microsoft da linguagem é formalmente conhecida como “JScript”.

Apesar de ser derivada da linguagem Java, JavaScript é completamente diferente desta, tendo sua sintaxe influenciada ainda por funções de primeira classe de Scheme e herança baseada em protótipos de Self.

Mas, para ser útil, toda linguagem de programação deve ter uma plataforma, biblioteca padrão ou API (*Application Programming Interface*) com funções de entrada e saída básicas. A linguagem JavaScript básica define uma API mínima para trabalhar com texto, arrays, datas e expressões regulares, mas sem incluir funcionalidades de entrada e saída, que são responsabilidade do “ambiente hospedeiro” dentro do qual o JavaScript está incorporado. Normalmente, tal ambiente é um navegador Web, mas existem também aplicações de JavaScript sem um navegador.

Rocha (1999) explica ainda que JavaScript no lado do servidor é uma linguagem com mesmo núcleo de JavaScript no lado do cliente, mas acrescenta estruturas exclusivas para interação com as entidades do servidor. Esta linguagem se baseia na programação orientada a objetos, ou seja, trata suas estruturas básicas, propriedades do navegador e elementos de uma página HTML como entidades com propriedades e comportamentos, permitindo que sejam manipulados através de eventos de usuário programáveis, operadores e expressões. JavaScript oferece também recursos interativos que faltam no HTML, possibilitando a criação de páginas interativas e dinâmicas, interpretadas localmente pelo navegador sem precisar recorrer à execução remota de programas no servidor.



### 2.12.1. Aplicações

Novamente segundo Rocha (1999), com a utilização de JavaScript pode-se fazer diversas tarefas antes inviáveis com a simples aplicação da linguagem HTML, sendo alguns exemplos:

- Realizar operações matemáticas e computação;
- Gerar documentos com aparência definida na hora da visualização, com base em informações do cliente, como versões do navegador, *cookies* e outras propriedades;
- Abrir janelas no navegador, trocar informações entre janelas e manipular propriedades do navegador, como histórico, barra de estado, plug-ins e applets;
- Interagir com o conteúdo do documento, alterando propriedades da página e dos elementos HTML e tratando toda a página como uma estrutura de objetos;
- Interagir com o usuário através do tratamento de eventos.

Flanagan (2013) exemplifica que a linguagem JavaScript permite definir o comportamento de documentos em navegadores Web através de rotinas de tratamento de eventos, as quais são funções registradas no navegador e chamadas quando ocorre determinado evento. Tal evento de interesse pode ser um clique de mouse, pressionamento de tecla, término de carregamento de um documento, redimensionamento da janela do navegador pelo usuário, entre muitos outros.

Além disso, devido à facilidade com que o JavaScript pode alterar estruturas HTML, já foi prática corrente dos desenvolvedores gerar indiscriminadamente marcações HTML, tornando alguns conteúdos completamente inacessíveis. Por isso, os Padrões Web foram criados para regular a geração de HTML através de JavaScript. De forma geral, os Padrões Web indicam (entre outras práticas) que se evite gerar desnecessariamente marcações HTML com JavaScript para que, na ausência de um interpretador JavaScript, não se comprometa o acesso ao conteúdo (SILVA, 2010).

### 2.12.2. Google Apps Script

*Google Apps Script*<sup>®</sup> (GAS) é uma linguagem de programação baseada em JavaScript e presente na estrutura de produtos do serviço Google Workspace, como Google Docs (Google Documentos), Google Sheets (Google Planilhas) e Google Forms (Google Formulários). Além disso, essa vertente de JavaScript é fundamentada em armazenamento em nuvem, ou seja, os scripts (roteiros) são gravados nos servidores Google, de forma que podem ser acessados via navegador da mesma forma que ocorre com os produtos do Google Workspace, de forma gratuita e sem a necessidade de instalação de nenhum aplicativo (ROBERTS, 2018), diferentemente de softwares pagos com o mesmo objetivo, como aqueles associados ao Pacote Office, da empresa *Microsoft*<sup>®</sup>.

Porém, Ganapathy (2016) ressalta que, devido à essa característica de armazenamento em nuvem do GAS, todas as funções escritas nesse formato devem ser completamente executadas e retornar um resultado dentro de um limite de tempo para funcionamento contínuo do servidor, normalmente em torno de seis minutos (após os quais a conexão com o servidor é atualizada).

Existem, todavia, algumas vantagens no uso de roteiros em GAS, como explicado por Ferreira (2014). Primeiramente, os dispositivos de segurança contra ataques cibernéticos maliciosos (através de vírus, malwares, entre outros) já estão devidamente implementados na plataforma, eliminando a necessidade de preparação destes fatores por parte do desenvolvedor. O GAS também se apresenta com um ambiente de desenvolvimento colaborativo, com constantes aperfeiçoamentos sendo implementados à linguagem por iniciativa da instituição responsável. Por fim, por ser uma aplicação Web (novamente remetendo-se ao armazenamento em nuvem), o uso dessa linguagem de programação dispensa preocupações com transferência de arquivos, backups, controle de versões, entre outros aspectos presentes em linguagens de programação de execução local e que tomam a atenção do desenvolvedor.

Uma das principais ferramentas na programação em GAS é o Google Drive, que nada mais é que o serviço de armazenamento de arquivos dos servidores Google, o qual permite o armazenamento e a sincronização de todos os arquivos utilizados em determinado projeto (como roteiros, planilhas, documentos, formulários, etc.),

possibilitando inclusive o desenvolvimento em diferentes máquinas com acesso à internet (GANAPATHY, 2016).

Ainda de acordo com Ganapathy (2016), os roteiros em GAS são organizados em arquivos de projetos, os quais podem ser de dois tipos: independente ou incorporado a um arquivo *gtype* (formato de arquivos nativo ao Google Drive, como *.gdoc*, *.gsheet*, entre outros). Roteiros independentes são criados em um arquivo de projeto separado, listado ao lado de outros arquivos no ambiente do drive. Já um roteiro agregado é contido em determinado arquivo, como uma planilha ou um documento, facilitando o acesso do roteiro ao arquivo em questão.

Como exemplo de aplicação do GAS, na Fig. 31 pode-se observar uma função (nomeada como “myFunction”) escrita em um roteiro associado a uma planilha Google. Essa função recebe dois parâmetros de entrada (s1 e s2) e retorna como resultado a concatenação destes dois valores, intercalados por um espaço simples. O resultado desta operação pode ser visualizado na Fig. 32, a qual mostra que, na terceira coluna da planilha, a função customizada foi utilizada para juntar um primeiro nome (primeira coluna) com um segundo (segunda coluna).

```

1  function myFunction(s1,s2) {
2    return s1 + " " + s2;
3  }
4

```

Figura 31 – Exemplo de roteiro em GAS contendo uma função. Fonte: Ganapathy (2016).

	A	B	C
1	<b>First Name</b>	<b>Last Name</b>	<b>Full Name</b>
2	John	Doe	John Doe
3	Bob	Peter	Bob Peter
4	Tejal	Patel	Tejal Patel
5	Rod	Holder	Rod Holder
6			

Figura 32 – Aplicação da função em GAS apresentada na Fig.31. Fonte: Ganapathy (2016).

## 2.13. Ferramentas de cálculo e análise de trocadores de calor disponíveis atualmente

Como já apresentado, o presente trabalho visa a adaptação de um roteiro de cálculos da linguagem *MatLab*<sup>®</sup>, apresentado por Marques (2022), para a linguagem *JavaScript*<sup>®</sup> (ou, mais especificamente, para a linguagem *Google Apps Script*<sup>®</sup>, aplicada em planilhas Google). Entretanto, além desta aplicação em *MatLab*<sup>®</sup>, outros projetos de facilitação de cálculo de trocadores de calor podem ser observados, sendo particularmente interessante, neste escopo, citar planilhas de cálculos desenvolvidas pela comunidade de engenharia e divulgadas através de plataformas como o *Youtube*<sup>®</sup>.

Por exemplo, para o dimensionamento e seleção de um trocador de calor aletado com ar como fluido externo, podemos encontrar uma aplicação de planilha de cálculos em *Microsoft Excel*<sup>®</sup>, apresentada através do canal *AUGUSTO M. G. J.* na plataforma *Youtube*<sup>®</sup> (*AUGUSTO M. G. J.*, 2015). Tal projeto, ilustrado na Fig. 33, foca no cálculo de propriedades do trocador de calor necessárias para a seleção e compra do equipamento (como área de troca de calor, quantidade de calor trocado e perda de carga), a partir do fornecimento dos dados de entrada, sendo estes o material do trocador e o fluido interno aos tubos, bem como propriedades deste fluido e parâmetros construtivos do trocador.

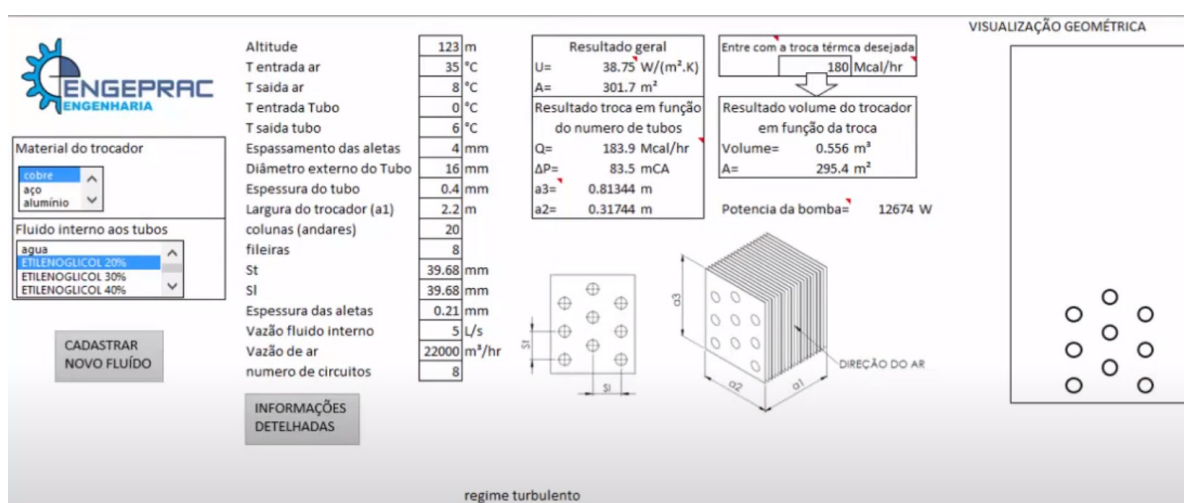


Figura 33 – Exemplo de aplicação em *Microsoft Excel*<sup>®</sup> para dimensionamento e seleção de trocadores de calor aletados. Fonte: *AUGUSTO M. G. J.* (2015).

Outra aplicação em *Microsoft Excel*<sup>®</sup> encontrada na plataforma *Youtube*<sup>®</sup> é a planilha para cálculos de trocadores de calor tipo casco e tubos apresentada pelo canal *Money Franquias* (MONEY FRANQUIAS, 2020) e representada parcialmente na Fig. 34. Neste caso, dados de entrada podem ser fornecidos apenas nos campos de cor branca da planilha, enquanto nos campos de cor verde os resultados de cálculos são mostrados conforme se apresentem dados de entrada suficientes.

**TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBOS - MÉTODO DE KERN**  
Desenvolvida por:  
Mathheus Alba [Engenheiro Químico formado pela Universidade Santa Cecília - Santos/SP]

Fluido Quente	PROPRIEDADES FÍSICAS	
	Estado Físico (L - Líquido ou G - Gasoso)	Local de Passagem (C - Casco ou T - Tubos)
	Sistema Internacional	Sistema Inglês
Temperatura de Entrada - T1	°C	°F
Temperatura de Saída - T2	°C	°F
Viscosidade Dinâmica - $\mu$	cP	lb/ft.h
Calor Específico - Cp	kJ/kg.°C	Btu/lb.°F
Condutividade Térmica - k	W/m.K	But/h.ft.°F
Densidade - $\rho$	kg/m <sup>3</sup>	lb/ft <sup>3</sup>
Densidade Relativa - $\delta$	adimensional	adimensional
Vazão Mássica - W	kg/h	lb/h
Fluxo Térmico	kJ/h	Btu/h

PROPRIEDADES FÍSICAS	
Estado Físico (L - Líquido ou G - Gasoso)	Local de Passagem (C - Casco ou T - Tubos)
Sistema Internacional	Sistema Inglês
Temperatura de Entrada - T1	°C
	°F

CÁLCULOS	
LMTD	
R	
S	
Fator de Correção - Ft	
$\Delta T$	
Coeficiente Global de Troca Térmica SUJO - Estimado	
Ud Estimado	
Área Estimada	
A	
Escolha dos Tubos	
Diâmetro Externo	
BWG	
Passo (Q - Quadrado ou T - Triangular)	
Distanciamento Tubos - Pt	
Diâmetro Interno	
Área por Tubo - a't	
Área Externa - a''t	
Número de Tubos	
Velocidade Recomendada	
Vazão Volumétrica	

Figura 34 – Trecho de aplicação em *Microsoft Excel*<sup>®</sup> para cálculos em trocadores de calor tipo casco e tubos. Fonte: MONEY FRANQUIAS (2020).

Certamente, vários outros exemplos de ferramentas para cálculos de trocadores de calor podem ser encontrados em diversas interfaces e linguagens de programação, mas não faz parte do foco do presente trabalho apresentar um estado da arte deste tema. Além disso, cabe ressaltar que os exemplos ilustrados nas Fig. 33 e 34 ilustram cálculos automáticos, onde as células da planilha que exibem resultados contêm em si fórmulas já implementadas, cujos valores de entrada são retirados de outras células e os valores de saída são exibidos automaticamente.

Porém, para a solução apresentada neste trabalho escolheu-se separar a realização dos cálculos e o preenchimento de células, de forma que o uso desejado para a planilha seja primeiramente o preenchimento de valores de entrada pelo usuário, seguido da ativação de um evento específico (neste caso, o acionamento de um botão) para que os roteiros de cálculos sejam então executados. Tal abordagem tem por objetivo diminuir a quantidade de vezes em que a planilha fica em estado de espera, visto que, por se tratar de uma aplicação online com salvamento automático

em nuvem, cada execução de uma sequência de comandos na linguagem de programação nativa exige um tempo de espera para que tais comandos sejam executados pelos servidores e retornem um valor. Assim, o usuário precisará respeitar apenas uma parada para cálculos, evitando erros ou travamentos por conflitos entre entradas de usuário e retornos de cálculos.

Além disso, a ferramenta de cálculos aqui exposta possui ainda a vantagem de permitir a realização de cálculos para três diferentes tipos de trocadores de calor, também possibilitando o fornecimento de diversas combinações de dados de entrada para os cálculos, graças ao processo iterativo inerente ao algoritmo.

### 3. ALGORITMO E INTERFACE

Como mencionado anteriormente, este projeto tem como principal objetivo a disponibilização de uma ferramenta para cálculos de parâmetros de trocadores de calor de forma totalmente livre e gratuita, permitindo uma utilização mais ampla e direta das metodologias aqui aplicadas, através de uma interface de fácil manipulação, a qual foi escolhida como sendo a plataforma *Google Planilhas*<sup>®</sup>, devido às vantagens já comentadas.

O roteiro de cálculos implementado se baseia nos conceitos teóricos apresentados, estando o mesmo apto a calcular os parâmetros apresentados na teoria para trocadores de calor bitubulares, de placas corrugadas ou tipo casco e tubos, além de propriedades de três diferentes fluidos: água, óleo de motor genérico e refrigerante R134a (permitindo também o fornecimento de cada parâmetro).

#### 3.1. Interface de utilização

O projeto desenvolvido se apresenta na forma de uma planilha online na plataforma *Google Planilhas*<sup>®</sup>, sendo a mesma dividida em múltiplas abas. Na Fig. 35 é possível se observar parte da aba principal da planilha, denominada “Calculadora de Trocadores de Calor”. Nesta aba, de cima para baixo, pode-se visualizar o cabeçalho (em linhas congeladas), a seção destinada a ilustrar o tipo de trocador de calor escolhido e, em seguida, a seção de preenchimento de dados de entrada pelo usuário e retorno de resultados após a etapa de cálculos (Fig. 36). No cabeçalho, estão presentes: disposições iniciais, legenda para identificação das células preenchíveis, dados do processo iterativo e botões responsáveis pela execução do algoritmo. Tais botões, após acionados, executam as seguintes ações:

- Botão “TUTORIAL”: abre, em uma nova guia do navegador web, um vídeo na plataforma *Youtube*<sup>®</sup> com instruções detalhadas para utilização da planilha.
- Botão “CALCULAR”: identifica as células contendo dados de entrada e saída colorindo-as conforme a legenda mostrada no cabeçalho (Fig. 35), sendo coloridos de amarelo os campos preenchidos com dados de entrada e, de verde, os campos deixados em branco e destinados aos resultados dos

cálculos. Então executa o processo iterativo de cálculos, até que o mesmo atinja um resíduo de iteração menor do que a tolerância especificada. Finalmente, preenche os resultados nos campos coloridos em verde. A Fig. 37 ilustra como ficaria a seção de dados após a execução dos cálculos, sendo que alguns dados de entrada são obrigatórios para a execução dos cálculos e, caso estes dados não sejam fornecidos pelo usuário, são automaticamente adotados em valores padrão após o início dos cálculos.

- Botão “LIMPAR PLANILHA”: esvazia todos os campos preenchíveis, sejam de dados de entrada ou saída, retornando a planilha a um estado semelhante ao da Fig. 36.
- Botão “LIMPAR RESULTADOS”: esvazia apenas os campos com dados de saída dos últimos cálculos, mantendo a coloração das células.
- Botão “INVERTER FLUIDOS”: troca as propriedades entre fluido externo e fluido interno, ou seja, os dados do fluido interno passam a valer para o fluido externo e vice-versa.
- Botão “GERAR RELATÓRIO”: gera um arquivo em formato *PDF* contendo todos os dados de entrada e saída obtidos ou calculados, o qual pode ser baixado pelo usuário para um disco local. Relatórios gerados pelo acionamento deste botão são apresentados na seção 4.

**CALCULADORA DE TROCADORES DE CALOR**  
UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
José Gustavo Campos Maruo; Prof. Dr. João Rodrigo Andrade

**TUTORIAL** **CALCULAR** **LIMPAR PLANILHA** **LIMPAR RESULTADOS** **INVERTER FLUIDOS** **GERAR RELATÓRIO**

**ÍNDICE**  
Insira nesta planilha os parâmetros iniciais para os cálculos do trocador de calor e depois pressione o botão "CALCULAR".  
OBS: os campos não preenchidos serão considerados como parâmetros de saída ou preenchidos com valores padrão (caso sejam dados necessários).

Legenda:	
	Dados de entrada
	Dados de saída
(O)	Dados necessários

Processo iterativo:	
(O) Tolerância	1,00E-07
Número de iterações:	0
Resíduo	0,00000000

**ILUSTRAÇÃO**



Dados do trocador de calor		Dados do fluido interno (fluido 1)		Dados do fluido externo (fluido 2)	
(O) Tipo do trocador de calor:	Bitubular	(O) Escolha um fluido:		(O) Escolha um fluido:	
(O) Estado de conservação:		Vazão mássica [kg/s]:		Vazão mássica [kg/s]:	
(O) Configuração dos escoamentos:		Temperatura de entrada [°C]:		Temperatura de entrada [°C]:	
(O) Material do trocador:		Temperatura de saída [°C]:		Temperatura de saída [°C]:	
(O) Área de troca de calor [m <sup>2</sup> ]:		(O) Pressão média [bar]:		(O) Pressão média [bar]:	
Coeficiente global de transferência de calor [W/m <sup>2</sup> K]:		Calor específico [J/kg K]:		Calor específico [J/kg K]:	

+ ≡ **Calculadora de Trocadores de Calor** ▾ Dados detalhados do trocador de calor ▾ Dados detalhados dos fluidos ▾ Impressão ▾ Referências ▾

Figura 35 – Trecho da aba inicial da planilha de cálculos. Fonte: O autor.



Dados do trocador de calor		Dados do fluido interno (fluido 1)		Dados do fluido externo (fluido 2)	
(O) Tipo do trocador de calor:	Bitubular	(O) Escolha um fluido:		(O) Escolha um fluido:	
(O) Estado de conservação:		Vazão mássica [kg/s]:		Vazão mássica [kg/s]:	
(O) Configuração dos escoamentos:		Temperatura de entrada [°C]:		Temperatura de entrada [°C]:	
(O) Material do trocador:		Temperatura de saída [°C]:		Temperatura de saída [°C]:	
Área de troca de calor [m <sup>2</sup> ]:		(O) Pressão média [bar]:		(O) Pressão média [bar]:	
Coefficiente global de transferência de calor [W/m <sup>2</sup> .K]:		Calor específico [J/kg.K]:		Calor específico [J/kg.K]:	
Coefficiente global de transferência de calor limpo [W/m <sup>2</sup> .K]:		Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]:		Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]:	
(O) Espessura da parede da tubulação interna [m]:		Viscosidade dinâmica [kg/m.s]:		Viscosidade dinâmica [kg/m.s]:	
Calor trocado entre os fluidos [W]:		Condutividade térmica [W/m.K]:		Condutividade térmica [W/m.K]:	
Comprimento do trocador [m]:		Número de Prandtl:		Número de Prandtl:	
Fator de correção para o método LMTD:		Fator de deposição [m <sup>2</sup> .K/W]:		Fator de deposição [m <sup>2</sup> .K/W]:	
(O) Modo de obter a condutividade térmica k:		Número de Reynolds:		Número de Reynolds:	
Selecione a forma de obter k:		Número de Nusselt:		Número de Nusselt:	
<b>Parâmetros adicionais do trocador</b>		Coefficiente convectivo [W/m <sup>2</sup> .K]:		Coefficiente convectivo [W/m <sup>2</sup> .K]:	
Diâmetro interno da tubulação interna [m]:		(O) Este fluido é uma simplificação do fluido real?	Não	(O) Este fluido é uma simplificação do fluido real?	Não
Diâmetro interno do tubo externo [m]:					

+ [Calculadora de Trocadores de Calor](#) - Dados detalhados do trocador de calor - Dados detalhados dos fluidos - Impressão - Referências

Figura 36 – Seção de preenchimento de dados da aba inicial da planilha de cálculos. Fonte: O autor.

Dados do trocador de calor		Dados do fluido interno (fluido 1)		Dados do fluido externo (fluido 2)	
(O) Tipo do trocador de calor:	Compacto (a placas)	(O) Escolha um fluido:	Água	(O) Escolha um fluido:	Água
(O) Estado de conservação:	Novo	Vazão mássica [kg/s]:	44,44	Vazão mássica [kg/s]:	5,189176872
(O) Configuração dos escoamentos:	Contracorrente	Temperatura de entrada [°C]:	50,6	Temperatura de entrada [°C]:	88,8
(O) Material do trocador:	Aço	Temperatura de saída [°C]:	54,1	Temperatura de saída [°C]:	58,9
Área de troca de calor [m <sup>2</sup> ]:	13,2600	(O) Pressão média [bar]:	1	(O) Pressão média [bar]:	1
Coefficiente global de transferência de calor [W/m <sup>2</sup> .K]:	2,658,1303	Calor específico [J/kg.K]:	4182,14	Calor específico [J/kg.K]:	4192,48
Coefficiente global de transferência de calor limpo [W/m <sup>2</sup> .K]:	2,658,1303	Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]:	986,962229	Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]:	975,5050677
(O) Espessura das placas [m]:	0,000700	Viscosidade dinâmica [kg/m.s]:	5,25E-04	Viscosidade dinâmica [kg/m.s]:	3,80E-04
Calor trocado entre os fluidos [W]:	650,490,0556	Condutividade térmica [W/m.K]:	0,64535	Condutividade térmica [W/m.K]:	0,66548
Comprimento do trocador [m]:	0,9398	Número de Prandtl:	3,403970989	Número de Prandtl:	2,394730867
Fator de correção para o método LMTD:	1,0000	Fator de deposição [m <sup>2</sup> .K/W]:	0,00E+00	Fator de deposição [m <sup>2</sup> .K/W]:	0,00E+00
(O) Modo de obter a condutividade térmica k:	A partir do material selecionado	Número de Reynolds:	24242,73871	Número de Reynolds:	3911,721986
Valor de k [W/m.K]:	80	Número de Nusselt:	106,9027643	Número de Nusselt:	22,35626426
<b>Parâmetros adicionais do trocador</b>		Coefficiente convectivo [W/m <sup>2</sup> .K]:	12570,54697	Coefficiente convectivo [W/m <sup>2</sup> .K]:	2710,841762
Distância entre placas [m]:	2,76E-03	(O) Este fluido é uma simplificação do fluido real?	Sim	(O) Este fluido é uma simplificação do fluido real?	Não
Largura das placas [m]:	0,385				
Número de placas internas:	37				
(O) Diâmetro do furo das placas [m]:	0				
(O) Fator de alargamento:	1,17				
(O) Placas com ranhura Chevron?	Não				

+ [Calculadora de Trocadores de Calor](#) - Dados detalhados do trocador de calor - Dados detalhados dos fluidos - Impressão - Referências

Figura 37 – Seção de preenchimento de dados da aba inicial após execução dos cálculos. Fonte: O autor.

Ainda na aba principal da planilha, a subseção “Parâmetros adicionais do trocador” é reescrita automaticamente conforme o tipo de trocador de calor selecionado, da mesma forma como acontece com a ilustração do trocador, estando nestas áreas as variáveis relativas ao tipo específico de trocador. A atualização destas áreas da planilha é resumida nas Fig. 38, 39 e 40.

As demais abas da planilha não são preenchíveis pelo usuário, sendo utilizadas apenas como suporte à execução do algoritmo. As abas “Dados detalhados do trocador de calor” e “Dados detalhados dos fluidos” armazenam o valor de cada variável durante a iteração atual dos cálculos (mostrando, após o fim dos cálculos, os valores da última iteração), sendo representadas na seção “Todas as variáveis” do relatório em formato *PDF*.

	
<b>Dados do trocador de calor</b>	
(O) Tipo do trocador de calor:	Bitubular ▾
<b>Parâmetros adicionais do trocador</b>	
Diâmetro interno da tubulação interna [m]:	
Diâmetro interno do tubo externo [m]:	

Figura 38 – Campos de preenchimento da aba inicial exclusivos para trocador de calor bitubular. Fonte: O autor.

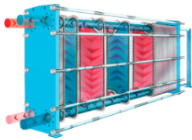
	
<b>Dados do trocador de calor</b>	
(O) Tipo do trocador de calor:	Compacto (a placas) ▾
<b>Parâmetros adicionais do trocador</b>	
Distância entre placas [m]:	
Largura das placas [m]:	
Número de placas internas:	
(O) Diâmetro do furo das placas [m]:	
(O) Fator de alargamento:	
(O) Placas com ranhura Chevron?	▾

Figura 39 – Campos de preenchimento da aba inicial exclusivos para trocador de calor a placas. Fonte: O autor.

	
<b>Dados do trocador de calor</b>	
(O) Tipo do trocador de calor:	Casco e tubos ▾
<b>Parâmetros adicionais do trocador</b>	
Diâmetro interno da tubulação interna [m]:	
Diâmetro interno do tubo externo [m]:	
Número de tubos:	
(O) Número de passes nos tubos:	
(O) Número de passes no casco:	
Passo (espaçamento entre eixos) dos tubos [m]:	
Razão entre passo e diâmetro externo dos tubos:	
Número de chicanas:	
Espaçamento entre chicanas [m]:	
Porcentagem de corte da chicana:	
(O) Configuração (layout) dos tubos:	▾

Figura 40 – Campos de preenchimento da aba inicial exclusivos para trocador de calor tipo casco e tubos. Fonte: O autor.

Já a aba “Impressão” é o local de preenchimento do relatório produzido pelo acionamento do botão “GERAR RELATÓRIO”. Esta aba é exportada para o formato *PDF* após ser totalmente preenchida. Por fim, a aba “Referências” se destina a guardar outros dados utilizados pelo algoritmo, como as ilustrações dos tipos de trocador, das quais uma é automaticamente mostrada na aba principal de acordo com o tipo de trocador selecionado.

Portanto, as ações realizáveis pelo usuário da planilha se resumem ao preenchimento de dados de entrada e acionamento dos botões, na aba inicial da planilha.

É importante destacar que todos os dados são tratados pelo algoritmo nas unidades do Sistema Internacional de Unidades (SI), não tendo sido implementado um sistema de conversão de unidades como no algoritmo original em *MatLab*<sup>®</sup>, devido às ferramentas facilitadoras de cálculo fornecidas por essa linguagem e não encontradas pelo autor no ambiente de *Google Apps Script*<sup>®</sup>. Logo, todos os dados de entrada, caso estejam em outro sistema de unidades, devem ser previamente convertidos pelo usuário para então serem inseridos, respeitando-se as unidades de medida sempre informadas nas descrições à esquerda de cada campo preenchível (Fig. 36). Além disso, cabe ressaltar que esta ferramenta de cálculos não considera mudanças de fase dos fluidos, adotando a simplificação de utilizar propriedades apenas da fase líquida (quando as mesmas não são fornecidas).

Finalmente, deve-se saber que, caso o usuário acione a execução dos cálculos e, após o fim destes, queira mudar parâmetros de entrada para uma nova rodada de cálculos, é recomendado esvaziar-se os campos relativos aos dados de saída já obtidos, pois todos os campos preenchidos na aba inicial da planilha serão considerados como parâmetros de entrada no momento de acionamento do botão “CALCULAR”. Por esse motivo foi implementado o botão “LIMPAR RESULTADOS”, visando facilitar tal ação e permitir que o usuário execute os cálculos quantas vezes desejar sem gerar conflitos de parâmetros no algoritmo.

### **3.2. Estrutura do algoritmo**

O algoritmo desenvolvido para esta planilha de cálculos se apresenta como um projeto em *Google Apps Script*<sup>®</sup> incorporado ao arquivo *.gsheet* da planilha, podendo ser acessado a partir da mesma através do menu “Extensões > Apps Script” (Fig. 41),

o que resulta na abertura de uma nova guia no navegador web contendo a interface de programação, ilustrada na Fig. 42.

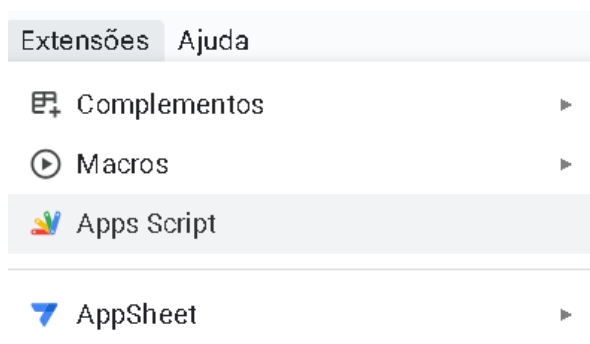


Figura 41 – Opção para acesso ao projeto em *Google Apps Script*® a partir da planilha Google. Fonte: O autor.

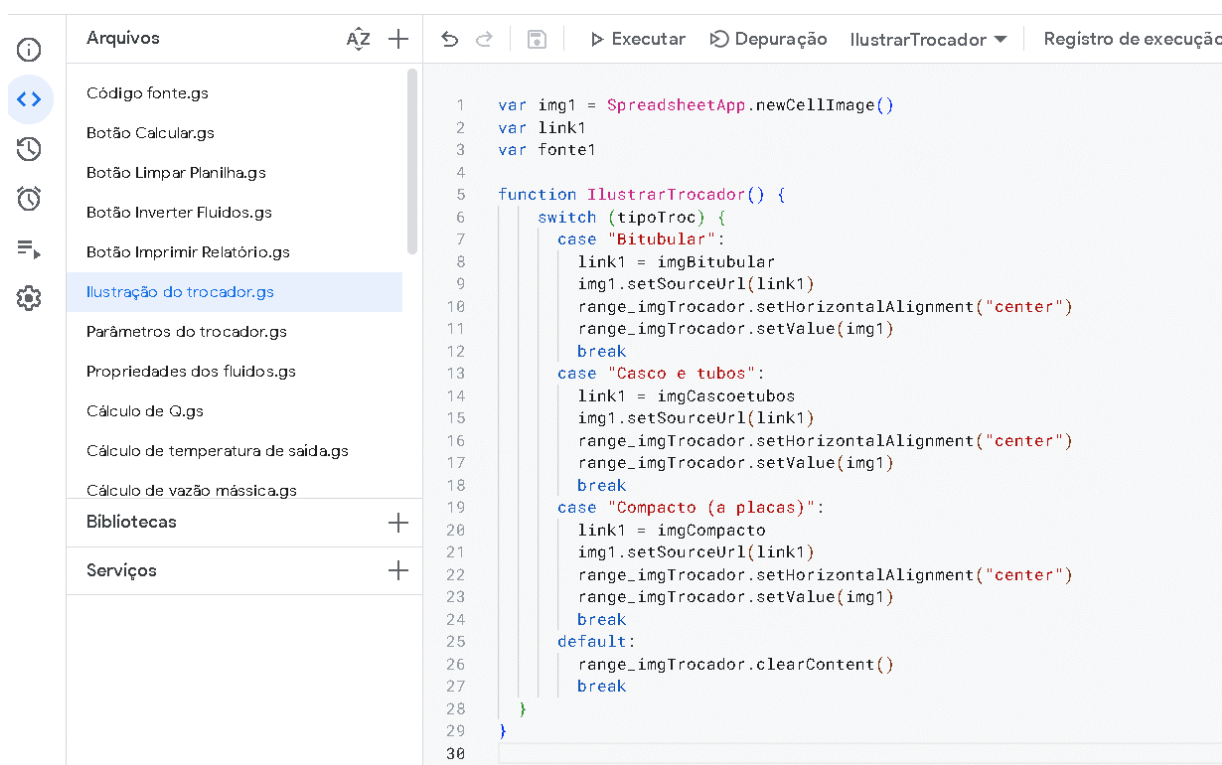


Figura 42 – Visão geral do projeto em *Google Apps Script*®. Fonte: O autor.

Na Fig. 42 é mostrada uma visão geral do editor de códigos *Google Apps Script*®. No menu à esquerda, é possível abrir outras janelas da interface, contendo recursos como histórico de versões e configurações do sistema, porém as informações de maior relevância para esta aplicação se encontram no editor ilustrado.

Ainda na parte esquerda da Fig. 42, pode-se observar o menu de arquivos (por meio dos quais se dividem os comandos do algoritmo) e os menus de bibliotecas e serviços, os quais não foram utilizados nesse projeto. Já à direita destes menus localiza-se o console de edição do código, onde a programação do algoritmo em si é desenvolvida.

A divisão do algoritmo em diversos arquivos visa apenas a organização do projeto, de forma a facilitar o acesso a cada subetapa dos cálculos. Porém, para a execução do algoritmo, os nomes e a sequência dos arquivos não importam, visto que o mesmo funciona através da chamada de funções.

A Fig. 43 mostra a estrutura básica de uma função, a qual deve ser declarada por meio do recurso “function” seguido do nome da função (por exemplo, “myFunction”). Logo após o nome da função, é definida entre parênteses a quantidade de entradas para ela, deixando-se parênteses vazios caso a função não exija nenhuma entrada. Os comandos a serem executados pela função são então inseridos entre chaves, como visto na Fig. 42. Entretanto, para ser executada, uma função deve ser chamada em outra parte do algoritmo (ou ainda dentro de uma célula da planilha), através de seu nome seguido das entrada necessárias, conforme exemplificado na Fig. 44. Na maioria dos casos, não há restrições quanto aos locais do código em que as funções são declaradas ou chamadas.

```
function myFunction() {  
  
}
```

Figura 43 - Estrutura básica de uma função em *Google Apps Script*<sup>®</sup>. Fonte: O autor.

```
//Cálculo das temperaturas de saída  
CalcularTo()
```

Figura 44 - Exemplo de chamada de uma função em *Google Apps Script*<sup>®</sup>. Fonte: O autor.

Na Tab. 12, estão listados os arquivos contidos no projeto GAS e as funções declaradas em cada arquivo. A maioria das funções são chamadas a partir do acionamento dos botões da planilha, mas algumas são chamadas diretamente sobre células da planilha.

Tabela 12 – Listagem de arquivos e funções do algoritmo. Fonte: O autor.

(continua)

Arquivos (.gs)	Funções contidas	Descrição
	----	Declaração de variáveis globais.
Código fonte	onEdit	Altera o conteúdo de células específicas conforme outras células são editadas.
	Inputt	Descrição do campo da variável “t” conforme o tipo de trocador de calor.
	Calck	Retorna o valor da condutividade térmica do material do trocador.
	TituloCalck	Descrição do campo da variável “k” conforme o modo de se obtê-la.
	ParamAdTrocador	Descrição dos campos de parâmetros adicionais do trocador, conforme seu tipo.
	InputParamAdTrocador	Possibilita o preenchimento dos campos de parâmetros adicionais do trocador.
Botão Calcular	Calcular	Executada ao se acionar o botão “CALCULAR”. Contém o processo iterativo.
	VarObrigatorias	Preenche dados obrigatórios não informados pelo usuário.
	ColorirCel	Colore os campos preenchíveis, na cor amarela para entradas e verde para saídas.
Botão Limpar Planilha	LimparPlan	Executada ao se acionar o botão “LIMPAR PLANILHA”.
	LimparResultados	Executada ao se acionar o botão “LIMPAR RESULTADOS”.
Botão Inverter Fluidos	InverterFluidos	Executada ao se acionar o botão “INVERTER FLUIDOS”.
Botão Imprimir Relatório	AbirUrl	Cria uma guia do navegador com o endereço URL fornecido.
	CriarPDF	Exporta a aba escolhida da planilha para um arquivo PDF e o abre em uma nova guia.
	ImprimirRelatorio	Preenche a aba “Impressão” da planilha com um relatório de cálculos e exporta a aba.
	Tutorial	Cria uma guia do navegador com o endereço URL do vídeo de instruções para uso da planilha.
Ilustração do trocador	IlustrarTrocador	Acrescenta à planilha uma ilustração do tipo de trocador selecionado.
Parâmetros do trocador	DimenTrocador	Calcula os principais parâmetros geométricos e construtivos do tipo de trocador selecionado.
Propriedades dos fluidos	PropFluidos	Calcula ou estima as propriedades termodinâmicas dos fluidos não fornecidas.
Cálculo de Q	CalcularQ	Calcula o calor trocado entre os fluidos, preferencialmente através da 1ª Lei da Termodinâmica.
Cálculo de temperatura de saída	CalcularTo	Calcula a temperatura de saída dos fluidos, caso não fornecida.

Tabela 12 – Listagem de arquivos e funções do algoritmo. Fonte: O autor.

(conclusão)

Arquivos (.gs)	Funções contidas	Descrição
Cálculo de vazão mássica	Calcularm	Calcula a vazão mássica dos fluidos, caso não fornecida.
Cálculo de LMTD	CalcularLMTD	Calcula a média logarítmica das diferenças de temperaturas, bem como seu fator de correção.
Cálculo de NTU	CalcularNTU	Calcula a efetividade e o número de unidades de transferência.
Cálculo de Re	CalcularRe	Calcula a velocidade média do escoamento e o número de Reynolds de ambos os fluidos.
Cálculo de Nu	CalcularNu	Calcula o número de Nusselt e o coeficiente convectivo de ambos os fluidos.
Cálculo de Rf	CalcularRf	Calcula o fator de incrustação de ambos os fluidos.
Cálculo de U	CalcularU	Calcula o coeficiente global de transferência de calor, preferencialmente através da LMTD.
Cálculo de área	CalcularA	Calcula a área de troca de calor.
Cálculo de L ou Np	CalcularL	Calcula o comprimento do trocador e/ou o número de placas (em caso de trocador a placas).
Cálculo de f	Calcularf	Calcula o fator de atrito do escoamento de ambos os fluidos.
Cálculo de dP	CalculardP	Calcula a perda de carga dos escoamentos.
Cálculo de volume total	CalcularVolTotal	Calcula o volume total do trocador.
Preenchimento de resultados	EscreverResultados	Escreve na planilha os resultados obtidos após o fim do processo iterativo de cálculos.

## 4. VALIDAÇÃO DO ALGORITMO

Da mesma forma que no trabalho apresentado por Marques (2022), neste projeto foram executados estudos de caso para averiguar se os resultados fornecidos pelo algoritmo em *Google Apps Script*<sup>®</sup> são aceitáveis no ambiente de engenharia, confirmando ou não a eficácia de tal ferramenta no auxílio a projetos reais.

Para fins de conformidade, aqui são aplicados os mesmos estudos de caso utilizados para o algoritmo original em *MatLab*<sup>®</sup>, sendo um para cada tipo de trocador de calor implementado ao roteiro de cálculos (bitubular, a placas e casco e tubos). Assim, caso bem sucedido em todos os testes, o presente projeto se consagra como uma transcrição correta do código original, o qual já possui resultados comprovados.

### 4.1. Trocador de calor bitubular

Para o trocador de calor bitubular, o estudo de caso aplicado se baseia no trabalho de Santos (2017), onde se analisa um trocador bitubular de fluxo contracorrente destinado ao aquecimento de dejetos suínos por água aquecida a partir do aproveitamento de gases de exaustão de um conjunto motor-gerador movido a biogás.

Neste caso, os parâmetros de entrada do trocador são: fluidos utilizados (dejetos, aproximados para água, como fluido interno e água como fluido externo), escoamento relativo dos fluidos (contracorrente) e diâmetros internos dos tubos interno e externo. Com relação ao fluidos, são conhecidas a vazão mássica e as temperaturas de entrada e saída de cada fluido, sendo estas temperaturas consideradas como uma média entre as medições empíricas realizadas por Santos (2017).

Os dados de entrada para os cálculos da planilha (alguns adotados em valores padrão) podem ser visualizados na Fig. 45, bem como os resultados obtidos pelo algoritmo, complementados pela Fig. 46.

Para a análise do trocador, Santos (2017) realiza cálculos teóricos a fim de obter os principais parâmetros do sistema. Na Tab. 13, os resultados obtidos pelo



referido autor são comparados com as respectivas contrapartes obtidas a partir do algoritmo em *Google Apps Script*<sup>®</sup>.

CALCULADORA DE TROCADORES DE CALOR - RELATÓRIO DE CÁLCULOS		
DADOS DE ENTRADA DO USUÁRIO		
<b>Dados do trocador de calor</b>		
(O) Tipo do trocador de calor:	Bitubular	
(O) Estado de conservação:	Novo	
(O) Configuração dos escoamentos:	Contracorrente	
(O) Material do trocador:	Aço	
(O) Modo de obter a condutividade térmica k:	A partir do material selecionado	
Valor de k [W/m.K]:	60	
Diâmetro interno da tubulação interna [m]:	0,15	
Diâmetro interno do tubo externo [m]:	0,17	
<b>Dados do fluido interno (fluido 1)</b>		
(O) Escolha um fluido:	Água	
Vazão mássica [kg/s]:	0,5	
Temperatura de entrada [°C]:	22	
Temperatura de saída [°C]:	25	
(O) Pressão média [bar]:	1	
<b>Dados do fluido externo (fluido 2)</b>		
(O) Escolha um fluido:	Água	
Vazão mássica [kg/s]:	0,18	
Temperatura de entrada [°C]:	49	
Temperatura de saída [°C]:	43	
(O) Pressão média [bar]:	1	
DADOS DE SAÍDA		
<b>Dados do trocador de calor</b>		
Área de troca de calor [m <sup>2</sup> ]:	2,411578243	
Coefficiente global de transferência de calor [W/m <sup>2</sup> .K]:	83,2727037	
Coefficiente global de transferência de calor limpo [W/m <sup>2</sup> .K]:	83,2727037	
(O) Espessura da parede da tubulação interna [m]:	0	
Calor trocado entre os fluidos [W]:	4514,184	
Comprimento do trocador [m]:	5,117527973	
Fator de correção para o método LMTD:	1	
<b>Dados do fluido interno (fluido 1)</b>		
Calor específico [J/kg.K]:	4180,4	
Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]:	997,7052779	
Viscosidade dinâmica [kg/m.s]:	0,0009278	
Condutividade térmica [W/m.K]:	0,6081	
Número de Prandtl:	6,378186351	
Fator de deposição [m <sup>2</sup> .K/W]:	0	
Número de Reynolds:	4574,403768	
Número de Nusselt:	40,91422359	
Coefficiente convectivo [W/m <sup>2</sup> .K]:	165,8662624	
<b>Dados do fluido externo (fluido 2)</b>		
Calor específico [J/kg.K]:	4179,8	
Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]:	989,5111815	
Viscosidade dinâmica [kg/m.s]:	0,0005878	
Condutividade térmica [W/m.K]:	0,6388	
Número de Prandtl:	3,846096493	
Fator de deposição [m <sup>2</sup> .K/W]:	0	
Número de Reynolds:	1218,436958	
Número de Nusselt:	5,067058824	
Coefficiente convectivo [W/m <sup>2</sup> .K]:	161,8418588	

Figura 45 – Relatório de cálculos do estudo de caso para trocador de calor bitubular (parte 01). Fonte: O autor.

TODAS AS VARIÁVEIS		
<b>Dados gerais dos fluidos</b>		
Calor trocado entre os fluidos (W)	4514,184	
Calor no fluido 1 (W)	4514,184	
Calor no fluido 2 (W)	-4514,184	
<b>Dados gerais do trocador</b>		
k [W/m.K]	60	
LMTD	22,46662707	
F (LMTD)	1	
LMTD°F	22,46662707	
C1	2090,2	
C2	752,364	
Cmax	2090,2	
Cmin	752,364	
Cr	0,3599483303	
Qmax [W]	20313,828	
e	0,2222222222	
NTU	0,2667709454	
Rw [K/W]	0	
Uc [W/m <sup>2</sup> .K]	83,2727037	
A_geom [m <sup>2</sup> ]	----	
A_lmtD [m <sup>2</sup> ]	2,412896621	
A_ntu [m <sup>2</sup> ]	2,410259865	
A [m <sup>2</sup> ]	2,411578243	
L [m]	5,117527973	
----	----	
<b>Fluido 1</b>		
Água		
m [kg/s]	0,5	
Tin [K]	295	
Tout [K]	298	
Tm [K]	296,5	
Pm [Pa]	100000	
Cp [J/kg.K]	4180,4	
rho [kg/m <sup>3</sup> ]	997,7052779	
mu [N.s/m <sup>2</sup> ]	0,0009278	
k [W/m.K]	0,6081	
Pr	6,378186351	
Rf	0	
v [m/s]	0,02835928879	
Re	4574,403768	
Nu	40,91422359	
f	0,00992718802	
dP [Pa]	0,5435232803	
h [W/m <sup>2</sup> .K]	165,8662624	
Residuo de T	0	
<b>Trocador Bitubular:</b>		
Sim		
<b>Fluido interno</b>		
di [m]	0,15	
t [m]	0	
d [m]	0,15	
A [m <sup>2</sup> ]	0,01767145868	
P [m]	0,471238898	
Dh [m]	0,15	
<b>Fluido externo</b>		
De [m]	0,17	
A [m <sup>2</sup> ]	0,00502654822	
P [m]	1,005309649	
Dh [m]	0,02	
Volume total [m <sup>3</sup> ]	0,1161576854	
<b>Fluido 2</b>		
Água		
m [kg/s]	0,18	
Tin [K]	322	
Tout [K]	316	
Tm [K]	319	
Pm [Pa]	100000	
Cp [J/kg.K]	4179,8	
rho [kg/m <sup>3</sup> ]	989,5111815	
mu [N.s/m <sup>2</sup> ]	0,0005878	
k [W/m.K]	0,6388	
Pr	3,846096493	
Rf	0	
v [m/s]	0,03618944672	
Re	1218,436958	
Nu	5,067058824	
f	0,05252631216	
dP [Pa]	34,83547438	
h [W/m <sup>2</sup> .K]	161,8418588	
Residuo de T	0	

Figura 46 – Relatório de cálculos do estudo de caso para trocador de calor bitubular (parte 02). Fonte: O autor.

Tabela 13 – Comparação entre resultados de referência e do algoritmo em *Google Apps Script*<sup>®</sup>, para o estudo de caso do trocador de calor bitubular. Fonte: O autor.

Variável	Valor de referência	Valor obtido	Erro (%)
Calor trocado entre fluidos [W]	4514,4	4514,1840	-0,0048
MLDT [°C]	19,8584	22,4666	13,1340
Coefficiente global de transferência de calor [W/m <sup>2</sup> K]	85,7	83,2727	-2,8323
Comprimento do trocador [m]	5,6	5,1175	-8,6161
Temperatura de saída do fluido interno [°C]	23,15948	25,0000	7,9472
Número de Reynolds do fluido interno	4427,8	4574,4038	3,3110
Número de Nusselt do fluido interno	40,46	40,9142	1,1226
Coefficiente convectivo do fluido interno [W/m <sup>2</sup> K]	163,46	165,8663	1,4721
Diâmetro hidráulico do escoamento externo	0,02	0,0200	0,0000
Número de Reynolds do fluido externo	1502,2	1218,4370	-18,8898
Número de Nusselt do fluido externo	5,63	5,0671	-9,9982
Coefficiente convectivo do fluido externo [W/m <sup>2</sup> K]	180,16	161,8419	-10,1677

Como observável através da Tab. 13, a maioria das variáveis calculadas pelo algoritmo apresentam erro inferior a 10% do valor de referência. Em sua análise, Santos (2017) utiliza temperaturas de projeto, diferentes das temperaturas médias adotadas como entrada para o algoritmo, o que justifica maiores erros em propriedades como a média logarítmica das diferenças de temperaturas. Além disso, as propriedades dos dejetos suínos, localizados internamente ao tubo interno, são aproximadas pelo algoritmo para as propriedades da água, o que também justifica o aumento de erros.

Em seu trabalho, Marques (2022) encontra erros de mesma grandeza para este estudo de caso, o que adequa a transcrição do algoritmo nessa situação.

## 4.2. Trocador de calor de placas corrugadas

Para o estudo de caso do trocador de calor de placas corrugadas, foi utilizado como referência o trabalho realizado por Moreira (2015), que avalia um trocador de calor a placas aplicado em um linha de pintura por eletrodeposição, na etapa de desengraxe por *spray*.

Neste caso, ambos os fluidos são considerados como água e os demais parâmetros de entrada são: escoamento relativo entre fluidos (contracorrente), comprimento do trocador, área de troca de calor, largura e espessura das placas, distância entre placas, presença de ranhuras nas placas, vazão mássica do fluido interno e temperaturas de entrada e saída de ambos os fluidos. A vazão do fluido interno (desengraxante composto por 96% de água) foi estimada por Moreira (2015) a partir da curva característica da bomba utilizada no sistema, enquanto as temperaturas são adotadas como valores médios das medições práticas realizadas pelo referido autor durante o funcionamento do equipamento.

As Fig. 47 e 48 mostram o relatório de cálculos da planilha para este estudo de caso, apresentando os parâmetros de entrada e todos os valores calculados pelo algoritmo.

CALCULADORA DE TROCADORES DE CALOR - RELATÓRIO DE CÁLCULOS		
DADOS DE ENTRADA DO USUÁRIO		
<b>Dados do trocador de calor</b>		
(O) Tipo do trocador de calor:	Compacto (a placas)	
(O) Estado de conservação:	Novo	
(O) Configuração dos escoamentos:	Contracorrente	
(O) Material do trocador:	Aço	
Área de troca de calor [m <sup>2</sup> ]:	13,26	
(O) Espessura das placas [m]:	0,0007	
Comprimento do trocador [m]:	0,9398	
(O) Modo de obter a condutividade térmica k:	A partir do material selecionado	
Valor de k [W/m.K]:	60	
Distância entre placas [m]:	0,0027638	
Largura das placas [m]:	0,385	
(O) Fator de alargamento:	1,17	
(O) Placas com ranhura Chevron?	Não	
<b>Dados do fluido interno (fluido 1)</b>		
(O) Escolha um fluido:	Água	
Vazão mássica [kg/s]:	44,44	
Temperatura de entrada [°C]:	50,6	
Temperatura de saída [°C]:	54,1	
(O) Pressão média [bar]:	1	
<b>Dados do fluido externo (fluido 2)</b>		
(O) Escolha um fluido:	Água	
Temperatura de entrada [°C]:	88,8	
Temperatura de saída [°C]:	58,9	
(O) Pressão média [bar]:	1	
DADOS DE SAÍDA		
<b>Dados do trocador de calor</b>		
Coefficiente global de transferência de calor [W/m <sup>2</sup> .K]:	2658,13031	
Coefficiente global de transferência de calor limpo [W/m <sup>2</sup> .K]:	2658,13031	
Calor trocado entre os fluidos [W]:	650490,0556	
Fator de correção para o método LMTD:	1	
Número de placas internas:	37	
(O) Diâmetro do furo das placas [m]:	0	
<b>Dados do fluido interno (fluido 1)</b>		
Calor específico [J/kg.K]:	4182,14	
Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]:	986,962229	
Viscosidade dinâmica [kg/m.s]:	0,00052527	
Condutividade térmica [W/m.K]:	0,64535	
Número de Prandtl:	3,403970989	
Fator de deposição [m <sup>2</sup> .K/W]:	0	
Número de Reynolds:	24242,73871	
Número de Nusselt:	106,9027643	
Coefficiente convectivo [W/m <sup>2</sup> .K]:	12570,54697	
<b>Dados do fluido externo (fluido 2)</b>		
Vazão mássica [kg/s]:	5,189176872	
Calor específico [J/kg.K]:	4192,48	
Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]:	975,5050677	
Viscosidade dinâmica [kg/m.s]:	0,00038012	
Condutividade térmica [W/m.K]:	0,66548	
Número de Prandtl:	2,394730867	
Fator de deposição [m <sup>2</sup> .K/W]:	0	
Número de Reynolds:	3911,721986	
Número de Nusselt:	22,35626426	
Coefficiente convectivo [W/m <sup>2</sup> .K]:	2710,841762	

Figura 47 – Relatório de cálculos do estudo de caso para trocador de calor a placas (parte 01). Fonte: O autor.

TODAS AS VARIÁVEIS			
<b>Dados gerais dos fluidos</b>			
Calor trocado entre os fluidos (W)	650490,0556		
Calor no fluido 1 (W)	650490,0556		
Calor no fluido 2 (W)	-650490,0556		
<b>Dados gerais do trocador</b>			
k [W/m.K]	60		
LMTD	18,45528983		
F (LMTD)	1		
LMTD*F	18,45528983		
C1	185854,3016		
C2	21755,52025		
Cmax	185854,3016		
Cmin	21755,52025		
Cr	0,1170568862		
Qmax [W]	831060,8737		
e	0,7827225131		
NTU	1,620131695		
Rw [KW]	0,00001166666667		
Uc [W/m2.K]	2658,13031		
A_geom [m2]	----		
A_lmtd [m2]	----		
A_ntu [m2]	----		
A [m2]	13,26		
L [m]	0,9398		
Np (placas internas)	37		
<b>Fluido 1</b>			
m [kg/s]	44,44	Água	
Tin [K]	323,6		
Tout [K]	327,1		
Tm [K]	325,35		
Pm [Pa]	100000		
Cp [J/kg.K]	4182,14		
rho [kg/m3]	986,962229		
mu [N.s/m2]	0,00052527		
k [W/m.K]	0,64535		
Pr	3,403970989		
Rf	0		
v [m/s]	2,350897373		
Re	24242,73871		
Nu	106,9027643		
f	0,02491181757		
dP [Pa]	#NUM!		
h [W/m2.K]	12570,54697		
Residuo de T	0		
<b>Trocador Compacto:</b>			
Sim			
b [m]	0,0027638		
w [m]	0,385		
Np	37		
Nc	36		
Nc1	18		
Nc2	18		
A [m2]	0,001064063		
P [m]	0,7755276		
Dh [m]	0,0054882018		
Dp [m]	0		
Volume total [m3]	0,0453714463		
<b>Fluido 2</b>			
m [kg/s]	5,189176872	Água	
Tin [K]	361,8		
Tout [K]	331,9		
Tm [K]	346,85		
Pm [Pa]	100000		
Cp [J/kg.K]	4192,48		
rho [kg/m3]	975,6050677		
mu [N.s/m2]	0,00038012		
k [W/m.K]	0,66548		
Pr	2,394730867		
Rf	0		
v [m/s]	0,2777340306		
Re	3911,721986		
Nu	22,35626426		
f	0,0417400857		
dP [Pa]	#NUM!		
h [W/m2.K]	2710,841762		
Residuo de T	0		

Figura 48 – Relatório de cálculos do estudo de caso para trocador de calor a placas (parte 02). Fonte: O autor.

Moreira (2015) realiza também cálculos teóricos a partir das informações conhecidas, para analisar a eficácia do trocador de calor através de seus principais parâmetros. Na Tab. 14, estão listados os dados obtidos na análise referenciada e sua comparação com os dados obtidos pelo algoritmo em *Google Apps Script*<sup>®</sup>.

Tabela 14 – Comparação entre resultados de referência e do algoritmo em *Google Apps Script*<sup>®</sup>, para o estudo de caso do trocador de calor a placas. Fonte: O autor.

Variável	Valor de referência	Valor obtido	Erro (%)
Calor trocado entre fluidos [W]	635500	650490,0556	2,3588
Vazão mássica do fluido externo [kg/s]	5,1	5,1892	1,7490
MLDT [°C]	18,4	18,4553	0,3005
Fator de correção para MLDT	1	1,0000	0,0000
Coeficiente global de transferência de calor [W/m <sup>2</sup> K]	2604,7	2658,1303	2,0513
Capacitância térmica mínima [J/s.K]	21370	21755,5202	1,8040
Efetividade	0,78	0,7827	0,0035
Número de Unidades de Transferência	1,62	1,6201	0,0062
Número de placas	51	39	-23,5294

Como visto na Tab.14, a grande maioria dos valores obtidos pelo algoritmo se encontra satisfatoriamente perto dos valores de referência para este caso. Erros encontrados em variáveis como calor trocado, coeficiente global de transferência de calor e capacitância térmica se devem, principalmente, a pequenas discrepâncias nas propriedades dos fluidos adotadas pelo algoritmo e por Moreira (2015), enquanto os outros erros possivelmente se originam de arredondamentos feitos no trabalho de referência.

Entretanto, uma variável calculada pelo algoritmo se distancia bastante do parâmetro real do trocador (não calculado, mas fornecido pela autor referenciado), sendo esta o número de placas do trocador. Enquanto os cálculos do algoritmo retornam 37 placas internas (39 placas totais), no trocador real existem 51 placas. Este erro se deve ao fato do comprimento de trocador fornecido (0,9398 m) não desconsiderar o diâmetro dos orifícios de entrada do trocador, correção que, no entanto, é feita para a área de troca fornecida, resultando em um número de placas conflitante com a realidade.

Como Marques (2022) encontra erros apreciavelmente próximos a estes, pode-se dizer que o algoritmo em *Google Apps Script*<sup>®</sup> funciona de forma aceitável para esse tipo de trocador de calor.

### **4.3. Trocador de calor tipo casco e tubos**

Já para o trocador de calor tipo casco e tubos, o algoritmo apresentado é validado com o auxílio do trabalho apresentado por Felício (2012), onde se compara o desempenho de quatro trocadores de calor (a placas e tipo casco e tubos, tanto em escoamento paralelo quanto contracorrente) a fim de se obter o equipamento ideal para o resfriamento da água do molde de um processo de lingotamento contínuo.

Porém, para o escopo do presente trabalho, foi escolhido apenas o dimensionamento do trocador de calor tipo casco e tubos com escoamento contracorrente, usando água para os dois fluidos.

Como descrito na seção 2.11, a análise deste tipo de trocador naturalmente ocorre por meio de um processo iterativo, sendo utilizado no algoritmo em *Google Apps Script*<sup>®</sup> o método de Kern. Assim, em conformidade com a análise de Felício (2012), para este estudo de caso foram realizadas duas etapas de cálculos, sendo a primeira uma etapa de estimativa, onde é adotado um valor para o coeficiente global

de transferência de calor e se estimam a área de troca de calor e o número de tubos, com o auxílio de outros parâmetros do trocador; já na segunda etapa, escolhe-se um trocador de calor real a partir das estimativas e se analisa seu desempenho no sistema.

Nas fig. 49 e 50, apresenta-se o relatório de cálculos para a etapa de estimativa deste caso. Nestes cálculos, os parâmetros de entrada foram: espessura da parede dos tubos, comprimento do trocador, estimativa do coeficiente global de transferência de calor, fator de correção para a MLDT (tabelado), diâmetro interno e layout dos tubos, número de passes nos tubos, espaçamento entre tubos, vazão mássica do fluido externo, além de temperaturas de entrada e saída e propriedades termodinâmicas de ambos os fluidos.

Os dados de saída obtidos nessa etapa são comparados com aqueles calculados por Felício (2012) através da Tab. 15, onde percebe-se que ambas as análises chegam em valores idênticos, com erros apenas por arredondamentos.

CALCULADORA DE TROCADORES DE CALOR - RELATÓRIO DE CÁLCULOS		
DADOS DE ENTRADA DO USUÁRIO		
<b>Dados do trocador de calor</b>		
(O) Tipo do trocador de calor:	Casco e tubos	
(O) Estado de conservação:	Novo	
(O) Configuração dos escoamentos:	Contracorrente	
(O) Material do trocador:	Aço	
Coeficiente global de transferência de calor [W/m <sup>2</sup> .K]:	1500	
(O) Espessura da parede da tubulação interna [m]:	0,002413	
Comprimento do trocador [m]:	5	
Fator de correção para o método LMTD:	0,9	
(O) Modo de obter a condutividade térmica k:	A partir do material selecionado	
Valor de k [W/m.K]:	60	
Diâmetro interno da tubulação interna [m]:	0,014224	
(O) Número de passes nos tubos:	1	
(O) Número de passes no casco:	2	
Passo (espaçamento entre eixos) dos tubos [m]:	0,0254	
(O) Configuração (layout) dos tubos:	Triangular	
<b>Dados do fluido interno (fluido 1)</b>		
(O) Escolha um fluido:	Água	
Temperatura de entrada [°C]:	30	
Temperatura de saída [°C]:	34	
(O) Pressão média [bar]:	1	
Calor específico [J/kg.K]:	4178	
Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]:	995	
Viscosidade dinâmica [kg/m.s]:	0,000769	
Condutividade térmica [W/m.K]:	0,62	
Número de Prandtl:	5,2	
<b>Dados do fluido externo (fluido 2)</b>		
(O) Escolha um fluido:	Água	
Vazão mássica [kg/s]:	183,52	
Temperatura de entrada [°C]:	45	
Temperatura de saída [°C]:	35	
(O) Pressão média [bar]:	1	
Calor específico [J/kg.K]:	4178	
Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]:	992	
Viscosidade dinâmica [kg/m.s]:	0,000657	
Condutividade térmica [W/m.K]:	0,6316	
Número de Prandtl:	4,344	
<b>DADOS DE SAÍDA</b>		
<b>Dados do trocador de calor</b>		
Área de troca de calor [m <sup>2</sup> ]:	746,3542824	
Coeficiente global de transferência de calor limpo [W/m <sup>2</sup> .K]:	1500	
Calor trocado entre os fluidos [W]:	7667465,6	
Diâmetro interno do tubo externo [m]:	1,385206312	
Número de tubos:	2494	
Razão entre passo e diâmetro externo dos tubos:	1,333333333	
Número de chicanas:	8	
Espaçamento entre chicanas [m]:	0,555555556	
<b>Dados do fluido interno (fluido 1)</b>		
Vazão mássica [kg/s]:	458,8	
Fator de deposição [m <sup>2</sup> .K/W]:	0	
Número de Reynolds:	21413,56595	
Número de Nusselt:	139,7208169	
Coeficiente convectivo [W/m <sup>2</sup> .K]:	6090,193089	
<b>Dados do fluido externo (fluido 2)</b>		
Fator de deposição [m <sup>2</sup> .K/W]:	0	
Número de Reynolds:	26560,06681	
Número de Nusselt:	157,501646	
Coeficiente convectivo [W/m <sup>2</sup> .K]:	5437,936358	

Figura 49 – Relatório de cálculos do estudo de caso para trocador de calor tipo casco e tubos, etapa de estimativa (parte 01). Fonte: O autor.



Com o trocador de calor selecionado a partir da primeira etapa, o objetivo da segunda etapa é então analisar se tal trocador suporta as necessidades do sistema, através da determinação de sua transferência de calor e perda de carga. Logo, o coeficiente global de transferência de calor é agora calculado, e outras entradas são fornecidas, como distância entre chicanas, porcentagem de corte da chicana e fator de incrustação de cada fluido. O relatório de cálculos para essa etapa de análise do trocador é apresentado nas Fig. 51 e 52.

Os resultados obtidos são então comparados com os de Felício (2012) na Tab. 16. Aqui, pode-se concluir que novamente o algoritmo apresenta resultados satisfatórios em aplicações reais, visto que os valores calculados se mostram quase idênticos aos valores de referência (salvo algumas exceções a serem explicadas), sendo os pequenos erros devidos a diferenças de arredondamento.

Os erros mais evidentes nesse caso se encontram em algumas propriedades do fluido interno aos tubos, sendo elas o número de Nusselt (e, conseqüentemente), o coeficiente convectivo e a perda de carga. No caso destas variáveis, as diferenças se justificam por erros de cálculos cometidos por Felício (2012), visto que seus resultados não são coerentes com as fórmulas teóricas apresentadas pelo mesmo. Já para o calor trocado entre fluidos, boa parte da discrepância encontrada se deve ao fato de o autor referido calcular tal parâmetro utilizando-se a média logarítmica das diferenças de temperaturas, para a qual adotou-se um fator de correção unitário, enquanto no restante dos cálculos (e no algoritmo) tal fator de correção foi considerado igual a 0,9.

Portanto, assim como para os outros dois tipos de trocador de calor abrangidos por este projeto, para o trocador de calor tipo casco e tubos as diferenças encontradas entre o algoritmo em *Google Apps Script*<sup>®</sup> e o trabalho utilizado como referência são essencialmente as mesmas encontradas por Marques (2022) na implementação do algoritmo original em *MatLab*<sup>®</sup>.



CALCULADORA DE TROCADORES DE CALOR - RELATÓRIO DE CÁLCULOS		
DADOS DE ENTRADA DO USUÁRIO		
<b>Dados do trocador de calor</b>		
(O) Tipo do trocador de calor:	Casco e tubos	
(O) Estado de conservação:	Usado	
(O) Configuração dos escoamentos:	Contracorrente	
(O) Material do trocador:	Aço	
Área de troca de calor [m <sup>2</sup> ]:	765,72	
(O) Espessura da parede da tubulação interna [m]:	0,002413	
Comprimento do trocador [m]:	5	
Fator de correção para o método LMTD:	0,9	
(O) Modo de obter a condutividade térmica k:	A partir do material selecionado	
Valor de k [W/m.K]:	60	
Diâmetro interno da tubulação interna [m]:	0,014224	
Diâmetro interno do tubo externo [m]:	1,372	
Número de tubos:	2559	
(O) Número de passes nos tubos:	1	
(O) Número de passes no casco:	1	
Passo (espaçamento entre eixos) dos tubos [m]:	0,0254	
Espaçamento entre chicanas [m]:	0,686	
Porcentagem de corte da chicana:	0,25	
(O) Configuração (layout) dos tubos:	Triangular	
<b>Dados do fluido interno (fluido 1)</b>		
(O) Escolha um fluido:	Água	
Temperatura de entrada [°C]:	30	
Temperatura de saída [°C]:	34	
(O) Pressão média [bar]:	1	
Calor específico [J/kg.K]:	4178	
Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]:	995	
Viscosidade dinâmica [kg/m.s]:	0,000769	
Condutividade térmica [W/m.K]:	0,62	
Número de Prandtl:	5,2	
Fator de deposição [m <sup>2</sup> .K/W]:	0,000176	
<b>Dados do fluido externo (fluido 2)</b>		
(O) Escolha um fluido:	Água	
Vazão mássica [kg/s]:	183,52	
Temperatura de entrada [°C]:	45	
Temperatura de saída [°C]:	35	
(O) Pressão média [bar]:	1	
Calor específico [J/kg.K]:	4178	
Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]:	992	
Viscosidade dinâmica [kg/m.s]:	0,000657	
Condutividade térmica [W/m.K]:	0,6316	
Número de Prandtl:	4,344	
Fator de deposição [m <sup>2</sup> .K/W]:	0,000088	
<b>DADOS DE SAÍDA</b>		
<b>Dados do trocador de calor</b>		
Coefficiente global de transferência de calor [W/m <sup>2</sup> .K]:	1462,06371	
Coefficiente global de transferência de calor limpo [W/m <sup>2</sup> .K]:	2381,152381	
Calor trocado entre os fluidos [W]:	7667465,6	
Razão entre passo e diâmetro externo dos tubos:	1,333333333	
Número de chicanas:	6	
<b>Dados do fluido interno (fluido 1)</b>		
Vazão mássica [kg/s]:	458,8	
Número de Reynolds:	20869,64966	
Número de Nusselt:	136,6249799	
Coefficiente convectivo [W/m <sup>2</sup> .K]:	5955,250811	
<b>Dados do fluido externo (fluido 2)</b>		
Número de Reynolds:	21716,65304	
Número de Nusselt:	140,9922198	
Coefficiente convectivo [W/m <sup>2</sup> .K]:	4867,92829	

Figura 51 – Relatório de cálculos do estudo de caso para trocador de calor tipo casco e tubos, etapa de análise (parte 01). Fonte: O autor.

TODAS AS VARIÁVEIS		
<b>Dados gerais dos fluidos</b>		
Calor trocado entre os fluidos (W)	7667465,6	
Calor no fluido 1 (W)	7667465,6	
Calor no fluido 2 (W)	-7667465,6	
<b>Dados gerais do trocador</b>		
k [W/m.K]	60	
LMTD	7,609796422	
F (LMTD)	0,9	
LMTD*F	6,84881678	
C1	1916866,4	
C2	766746,56	
Cmax	1916866,4	
Cmin	766746,56	
Cr	0,4	
Qmax [W]	11501198,4	
e	0,666666667	
NTU	1,460106223	
Rw [K/W]	0,00004637665712	
Uc [W/m <sup>2</sup> .K]	2381,152381	
A_geom [m <sup>2</sup> ]	----	
A_lmtD [m <sup>2</sup> ]	----	
A_ntu [m <sup>2</sup> ]	----	
A [m <sup>2</sup> ]	765,72	
L [m]	5	
----	----	
<b>Fluido 1</b>		
m [kg/s]	458,8	
Tin [K]	303	
Tout [K]	307	
Tm [K]	305	
Pm [Pa]	100000	
Cp [J/kg.K]	4178	
rho [kg/m <sup>3</sup> ]	995	
mu [N.s/m <sup>2</sup> ]	0,000769	
k [W/m.K]	0,62	
Pr	5,2	
Rf	0,000176	
v [m/s]	1,133957229	
Re	20869,64966	
Nu	136,6249799	
f	0,00646733141	
dP [Pa]	8376,137236	
h [W/m <sup>2</sup> .K]	5955,250811	
Residuo de T	0	
<b>Trocador Casco e Tubos:</b> Sim		
<b>Fluido interno</b>		
di [m]	0,014224	
t [m]	0,002413	
d [m]	0,01905	
A [m <sup>2</sup> ]	0,00015890346	
P [m]	0,0446860139	
Dh [m]	0,014224	
<b>Fluido externo</b>		
Nt	2559	
Nps	1	
Npt	1	
Di [m]	1,372	
A [m <sup>2</sup> ]	0,235298	
P [m]	51,44997042	
Dh [m]	0,0182933438	
Nb	6	
Lb [m]	0,686	
Ltp [m]	0,0254	
Ltp_d	1,333333333	
C [m]	0,00635	

Figura 52 – Relatório de cálculos do estudo de caso para trocador de calor tipo casco e tubos, etapa de análise (parte 02). Fonte: O autor.

Tabela 16 – Comparação entre resultados de referência e do algoritmo em *Google Apps Script*<sup>®</sup>, para o estudo de caso do trocador de calor tipo casco e tubos, etapa de análise. Fonte: O autor.

Variável	Valor de referência	Valor obtido	Erro (%)
Área transversal do escoamento interno [m <sup>2</sup> ]	0,4066	0,4066	0,0000
Velocidade média do fluido interno [m/s]	1,13	1,1340	0,3540
Número de Reynolds do fluido interno	20870,26	20869,6497	-0,0029
Fator de atrito do fluido interno	0,00646	0,00647	0,1548
Número de Nusselt do fluido interno	151,84	136,6250	-10,0204
Coefficiente convectivo do fluido interno [W/m <sup>2</sup> K]	4941,66	5955,2508	20,5111
Área transversal do escoamento externo [m <sup>2</sup> ]	0,2353	0,2353	0,0000
Diâmetro hidráulico do escoamento externo [m]	0,0183	0,0183	0,0000
Fator de atrito do fluido externo	0,2667	0,2668	0,0375
Número de Reynolds do fluido externo	21731,19	21716,6530	-0,0669
Coefficiente convectivo do fluido externo [W/m <sup>2</sup> K]	4836,39	4867,9283	0,6521
Coefficiente global de transferência de calor [W/m <sup>2</sup> K]	1485,60	1462,0637	-1,5843
Calor trocado entre fluidos [W]	8656624,00	7667465,6	-11,4266
Perda de carga no escoamento interno [Pa]	6900	8376,1372	21,3933
Perda de carga no escoamento externo [Pa]	45000	43439,4252	-3,4679

## 5. CONCLUSÃO

No presente trabalho, o objetivo principal foi a implementação de uma ferramenta para cálculos gerais sobre trocadores de calor, através de uma interface facilmente utilizável e de acesso gratuito. Para tanto, foi realizada a transcrição de um algoritmo já desenvolvido e testado na linguagem *MatLab*<sup>®</sup> para uma nova linguagem de programação, sendo selecionada para tal propósito a vertente de JavaScript denominada *Google Apps Script*<sup>®</sup>, voltada à programação de aplicativos Google, pelo fato desta fornecer uma plataforma online de livre acesso já consagrada e amplamente utilizada.

Assim, os roteiros de cálculos originais foram adaptados para um projeto em *Google Apps Script*<sup>®</sup> indexado a uma planilha online, retirando do usuário a necessidade de qualquer entendimento ou manipulação da linguagem de programação (apesar de ainda permitir o acesso à mesma) ou aquisição e download de softwares. Porém, por tais decisões se paga (atualmente) o preço de obrigatoriedade de acesso à internet e uma execução mais lenta dos cálculos, o que, no entanto, costuma ser menos oneroso que condições como licença de uso para alguns outros softwares.

Ainda assim, visando simplificar a utilização desta ferramenta, todos os comandos relacionados à execução dos cálculos foram implementados em botões acionáveis na planilha, o que separa o preenchimento de dados da execução das análises pelo algoritmo, agrupando tempos de espera do sistema e tornando o projeto mais intuitivo em contrapartida a outras soluções semelhantes encontradas no meio de engenharia.

Da mesma forma que no algoritmo em *MatLab*<sup>®</sup>, a eficácia da ferramenta aqui apresentada foi validada por três estudos de caso, sendo um para cada tipo de trocador de calor aplicável ao projeto (bitubular, a placas e tipo casco e tubos). Os resultados de tal validação são satisfatórios, principalmente por obterem a mesma exatidão que o algoritmo original.

Portanto, este trabalho se dispõe como um recurso abrangente em complementação à uma base já desenvolvida, com grande potencial de cumprir seu

principal objetivo de alcançar novos usuários, facilitando uma maior aplicação da teoria para dimensionamento, análise e seleção de trocadores de calor.

Como futuras melhorias do projeto, podem ser feitas atualizações ou aperfeiçoamentos na estrutura da planilha e do algoritmo, visando maior eficiência e rapidez na realização dos cálculos. Além disso, há espaço também para a implementação de cálculos para outros tipos de trocadores de calor, considerando-se possíveis mudanças de fase nos fluidos, existindo ainda a possibilidade de expansão da base de dados de propriedades dos fluidos disponível na ferramenta.

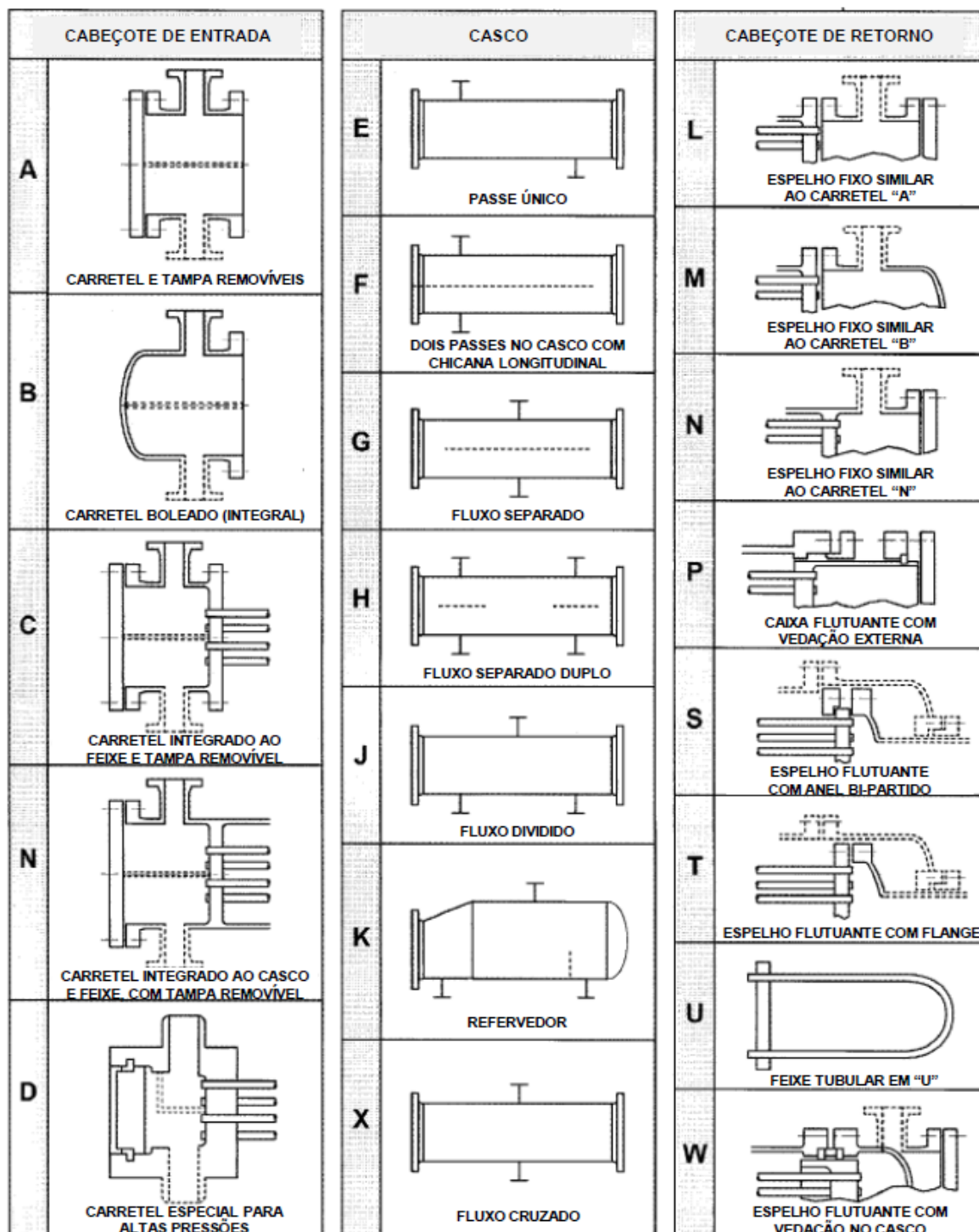
## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AUGUSTO M. G. J. Dimensionamento de trocadores de calor aletados. **Youtube**, 2015. Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=6U7j-dlJbJ8>. Acesso em: 17 nov. 2023.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4. ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda, 2012.
- FELÍCIO, R. S. **Dimensionamento de trocadores de calor aplicados à refrigeração da água do molde de um processo de lingotamento contínuo**. Guaratinguetá: Trabalho de conclusão de curso (Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista, 2012.
- FERREIRA, J. **Google Apps Script: web application development essentials**. 2nd. ed. Sebastopol: O'Reilly Media Inc, 2014.
- FLANAGAN, D. **JavaScript: o guia definitivo**. Tradução: João Eduardo N. Tortello. 6. ed. Porto Alegre: Bookman Editora Ltda, 2013.
- FLYNN, A. M.; AKASHIGE, T.; THEODORE, L. **Kern's Process Heat Transfer**. 2nd. ed. Hoboken: Scrivener Publishing LLC, 2019.
- GANAPATHY, R. **Learning Google Apps Script**. Birmingham: Packt Publishing Ltd, 2016.
- GUT, J. A. W. **Configurações ótimas para trocadores de calor a placas**. São Paulo: Tese de doutorado (Engenharia) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2003.
- INCROPERA, F. P. *et al.* **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.
- JUNIOR, C. A.; MONTEGUTTI, M. C.; HAUS, T. L. **Dimensionamento de um trocador de calor casco e tubo através do método Bell-Delaware para o aproveitamento da energia térmica da água quente de um forno a indução**. FAE Centro Universitário - Núcleo de Pesquisa Acadêmica: Memorial TCC - Caderno de Graduação, 2016.
- KAKAÇ, S.; LIU, H. **Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design**. 2. ed. [S.I.]: CRC Press, 2002.

- MARQUES, G. R. **Desenvolvimento de um algoritmo computacional para dimensionamento de trocadores de calor**. Uberlândia: Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Uberlândia, 2022.
- MONEY FRANQUIAS. Projeto De Trocadores De Calor Excel 2020 04 07 19 54 38 1 1. **Youtube**, 2020. Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=MJth7WoG9io>. Acesso em: 17 nov. 2023.
- MOREIRA, M. P. **Avaliação de um trocador de calor utilizado no aquecimento de água de desengraxa**. Caxias do Sul: Relatório de Estágio II (Engenharia Mecânica) - Universidade de Caxias do Sul, 2015.
- ROBERTS, B. **Beginner's Guide to Google Apps Script: How to automate Google Sheets & Forms using Apps Script**. [S.l.]: Amazon Digital Services LLC, 2018.
- ROCHA, H. D. **Desenvolvendo Websites Interativos com JavaScript**. 4. ed. São Paulo: o autor, 1999.
- RUBBO, P. N. **Determinação do coeficiente global de transferência de calor de um condensador do tipo casco e tubo de um Chiller por adsorção de amônia em NaBr**. Araranguá: Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia de Energia) - Universidade Federal de Santa Catarina, 2014.
- SANTOS, E. D. **Avaliação de um trocador de calor de tubos concêntricos, contracorrente para aquecimento de dejetos suínos**. Horizontina: Trabalho de conclusão de curso (Engenharia Mecânica) - Faculdade Horizontina, 2017.
- SANTOS, F. G. **Cálculo mecânico de um trocador de calor do tipo casco e tubo (shell and tube)**. Cruz das Almas: Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Recôncavo da Bahia, 2019.
- SILVA, M. S. **JavaScript: guia do programador**. 1. ed. São Paulo: Novatec Editora Ltda, 2010.
- TEMA. **Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association**. 10th. ed. New York: Tubular Exchanger Manufacturers Association Inc., 2019.
- THULUKKANAM, K. **Heat Exchanger Design Handbook**. 2. ed. Boca Raton: CRC Press, 2013.
- VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica**. Tradução da 6. ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 2003.

## ANEXOS

### ANEXO A: CLASSIFICAÇÃO TEMA DAS FORMAS CONSTRUTIVAS DE TROCADORES DE CALOR TIPO CASCO E TUBOS



Fonte: TEMA (2019) adaptado, apud Santos (2019).