

LUIS GUILHERME AZEVEDO DAMASCENO

Programa de análise de troca térmica e perda de carga em tubulações pré-dimensionadas

Guaratinguetá - SP
2021

Luis Guilherme Azevedo Damasceno

Programa de análise de troca térmica e perda de carga em tubulações pré-dimensionadas

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador (a): José Alexandre Matelli

Guaratinguetá - SP
2021

D155p Damasceno, Luis Guilherme Azevedo
Programa de análise de troca térmica e perda de carga em tubulações
prédimensionadas / Luis Guilherme Azevedo Damasceno. –
Guaratinguetá, 2022.
52 f : il.
Bibliografia: f. 52

Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica
Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de
Guaratinguetá, 2022.

Orientador: Prof. Dr. José Alexandre Matelli

1. Tubos de calor. 2. Permutadores térmicos 3. Excel (Programa de
computador). I. Título.

CDU 621.643.2

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM NOME DO CURSO



Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. José Alexandre Matelli
Orientador/UNESP-FEG



Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna
UNESP-FEG



Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins
UNESP-FEG

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais Roberto e Viviany, meus avós Inês, Hildete e Blair, minha namorada Erika e aos meus amigos que fiz na faculdade.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço aos meus pais Roberto Mauro e Viviany que me apoiaram nos estudos, me deram a base para desenvolver meu caráter e habilidades, e principalmente pela confiança durante a graduação.

Ao meu orientador, *Prof. Dr. José Alexandre Matelli* que me instruiu sobre os assuntos tratados de forma prestativa e agregou conhecimento para tornar este trabalho uma realidade.

Gostaria de deixar um especial agradecimento a todos os amigos que fiz na faculdade, no estágio e a todos os moradores da REF, pessoas que considero como família.

RESUMO

O objetivo deste trabalho é desenvolver uma metodologia para automatizar o cálculo da perda de carga e da troca térmica em tubulações de secção circular de diversos materiais. A troca térmica envolve o ar em escoamento cruzado como fluido externo à tubulação e óleo ou água como fluidos internos. Para tanto, foi utilizado o software Excel para implementação dos algoritmos baseados nas metodologias analíticas mais consagradas disponíveis na literatura. Os resultados foram aderentes ao esperado e apresentam uma confiabilidade maior que os exemplos da literatura por serem executados com métodos de cálculo e correção de propriedades mais avançados. Sendo assim as planilhas apresentam uma boa solução para a engenharia de projetos de tubulação onde é corriqueira a realização dos cálculos citados, sendo feitos de forma automatizada e confiável.

PALAVRAS-CHAVE: Tubulação. Perda de carga. Troca térmica. Excel. Planilha.

ABSTRACT

The objective of this work is to develop a methodology to automate the calculation of head loss and heat exchange in circular cross section piping of various materials. The thermal exchange involves air in cross flow as the external fluid to the pipe and oil or water as internal fluids. To this end, Excel software was used to implement the algorithms based on the most established analytical methodologies available in the literature. The results were as expected and have a higher reliability than the examples in the literature because they are performed with more advanced methods of calculation and correction of properties. Thus, the spreadsheets present a good solution for engineering piping projects where it is common to perform the cited calculations, being done in an automated and reliable way.

KEYWORDS: Piping. Pressure drop. Heat exchange. Excel. Spreadsheet.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	9
1.1	IMPORTÂNCIA DO PROJETO DE TUBULAÇÕES	9
1.2	ANÁLISE HIDRÁULICA E TÉRMICA NO PROJETO DE TUBULAÇÕES ...	11
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	12
2.1	ESTUDO DA PERDA DE CARGA	12
2.1.1	Propriedades dos fluidos	12
2.1.2	Propriedades da tubulação	14
2.1.3	Propriedades do escoamento	15
2.2	ESTUDO DA TROCA TÉRMICA	27
2.2.1	Definição das propriedades extensivas térmicas	27
2.2.2	Definição das áreas de troca térmica	28
2.2.3	Taxa de transferência de calor e fluxo térmico	28
2.2.4	Método das resistências térmicas e produto UA	28
2.2.5	Temperatura média, temperatura de filme, temperatura do fluido frio e temperatura do fluido quente	30
2.2.6	Número de Nusselt médio e o coeficiente de transferência de calor convectivo	31
2.2.7	Método da efetividade-NUT	33
2.2.8	Temperaturas de saída	36
3	METODOLOGIA	37
3.1	IMPLEMENTAÇÃO DA PERDA DE CARGA	37
3.2	IMPLEMENTAÇÃO DA TROCA TÉRMICA	39
3.3	IMPLEMENTAÇÃO DAS FÓRMULAS LÓGICAS, FERRAMENTAS E PROGRAMAMAÇÃO NO SOFTWARE <i>EXCEL</i>	42
4	RESULTADOS	45
4.1	RESULTADOS PARA A CORREÇÃO DE PROPRIEDADES DOS ÓLEOS .	45
4.2	RESULTADOS PARA O CÁLCULO DE PERDA DE CARGA UTILIZANDO ÁGUA COMO EXEMPLO	47
4.3	RESULTADOS PARA O CÁLCULO DE TROCA TÉRMICA UTILIZANDO ÁGUA COMO EXEMPLO	48
5	CONCLUSÃO	51

REFERÊNCIAS	52
--------------------------	-----------

1 INTRODUÇÃO

Este trabalho tem como objetivo apresentar um modelo automatizado de planilha no software *Excel* para cálculo de perda de carga e troca térmica em tubulações com água ou óleo como fluidos passantes e ar como fluido externo de escoamento cruzado, incluindo elementos padrões de tubulação e materiais distintos.

1.1 IMPORTÂNCIA DO PROJETO DE TUBULAÇÕES

É ubíqua a presença de tubos, dutos e canais na sociedade moderna. Sistemas de tubulações numa instalação projetada (refinarias, instalação petroquímica, instalação de fertilizantes, instalação de gás, esgotos, etc.) são comparáveis às artérias e válvulas do nosso corpo, desempenhando a função de dar vida ao processo.

Na engenharia de processos e instalações é comumente chamada toda a estrutura física e de controle de auxiliares mecânicos, por não serem exatamente o foco do processo, mas cuja ausência impossibilitaria sua operação.

Através dos auxiliares mecânicos são transportados fluidos, vapores, misturas pastosas, sólidos, entre outros em várias condições impostas pelos processos associados à instalação. A rede de tubulações está sujeita a quase todas as condições mais severas da fábrica, tais como alta temperatura, pressão, vazão, vibração ou combinação dessas condições. Além disso, a corrosão, a erosão, as condições tóxicas e a radioatividade contribuem para mais problemas e dificuldades na concepção da tubulação.

Com o avanço da concepção do processo e do desenvolvimento tecnológico, é necessário um esforço contínuo para fazer face às exigências de projetos. Isto torna o trabalho de um engenheiro de processos mais complexo e de alta responsabilidade, como no exemplo seguinte:

Em quase todas as indústrias químicas, o custo de capital instalado de tubulações é o principal fator de investimento da fábrica. No que diz respeito à aquisição de material, excluindo os custos de equipamentos, a tubulação é o maior componente de custo da planta (Figura 1.1). Também se observa que as tubulações excedem todos os outros custos de campo em um montante substancial (Figura 1.2). Também a engenharia de projeto utiliza aproximadamente 45% das horas de engenharia e 50% dessas horas são utilizadas no projeto de tubulação. (THE PROCESS PIPING, 2018)¹.

¹Tradução livre do autor

Figura 1.1 – Custo típico de materiais para execução de um projeto de planta química.



Fonte: The process piping (2018)².

Figura 1.2 – Custo típico de mão-de-obra na planta.



Fonte: The process piping (2018)².

²Disponível em: <<https://www.theprocesspiping.com/overview-to-piping-engineering/>>, Acesso em: 19 dez. 2021.

1.2 ANÁLISE HIDRÁULICA E TÉRMICA NO PROJETO DE TUBULAÇÕES

As atribuições de um projetista de tubulações são diversas, exigem um amplo conhecimento de engenharia, mas também um entendimento da economia e dos custos de engenharia, da metalurgia de materiais, dos métodos de fabricação e montagem.

Entre essas atribuições técnicas está o cálculo, com a maior precisão possível, da perda de carga da tubulação e a troca térmica para com o ambiente. Diversas vezes são negligenciados fatores importantes para a garantia de uma análise confiável, podendo acarretar em quebra de equipamentos de bombeamento e sucção, dificuldades de montagem, revisões e atrasos desnecessários.

A dimensão das máquinas principais do processo e as questões de espaço, normas de segurança entre outros fatores resultam em tubulações que cobrem distâncias consideráveis e que transportam material com funções cruciais para o bom funcionamento dos processos. Portanto é necessário garantir que a pressão e temperatura destes materiais cumprirão as necessidades técnicas de suas aplicações.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os dois principais campos de estudo abordados no desenvolvimento deste trabalho são a mecânica dos fluidos e a transferência de calor.

2.1 ESTUDO DA PERDA DE CARGA

Para o estudo e modelagem de perda de carga é necessário revisar a literatura de mecânica dos fluidos para estabelecer os alicerces teóricos. Foi utilizado como referência principal para esta parte o livro ‘Perry's Chemical Engineers' Handbook’, 9ª edição, que descreve extensamente sobre o assunto.

2.1.1 Propriedades dos fluidos

Neste estudo são considerados três fluidos: ar (escoamento externo cruzado), água e óleo (escoamento interno).

Primeiramente é necessário definir as propriedades termofísicas dos fluidos escolhidos (Quadro 1). Todas elas são dependentes de grandezas definidas no projeto, que são temperatura (T) [K] ou [°C] e pressão [Pa].

Quadro 1 – Propriedades dos fluidos, suas definições e unidades

Propriedade	Símbolo	Descrição	Unidade
Massa Específica	ρ	Definida pela massa da substância dividido pela unidade de volume	[kg/m ³]
Viscosidade Dinâmica	μ	Definida como a razão entre a tensão de cisalhamento e a taxa de cisalhamento	[(N.s)/m ²] ou [Pa.s]
Viscosidade Cinemática	ν	Definido como a razão entre a viscosidade dinâmica e a massa específica	[m ² /s] ou [cSt]
Coefficiente de expansão volumétrica	β	Coefficiente que correlaciona o quanto uma substância muda de volume proporcional a uma mudança de temperatura	[1/K]
Calor Específico à pressão constante	C_p	Grandeza intensiva que define a variação da temperatura de determinada substância ao variar sua energia à pressão constante.	[J/(kg.K)]
Condutividade Térmica	k	Grandeza intensiva que quantifica a capacidade da substância de transferir calor através de um material por condução	[W/(m.K)]
Coefficiente de transferência de calor convectivo	h	A taxa de transferência de calor entre uma superfície sólida e um fluido por unidade de área de superfície por unidade de diferença de temperatura.	[W/(K. m ²)]
Número de Prandtl	Pr	Número adimensional definido como a razão entre a difusividade viscosa e a difusividade térmica.	adimensional

Fonte: Green (2019).

A viscosidade dos óleos lubrificantes é extremamente sensível à temperatura de operação. Com o aumento da temperatura, a viscosidade dos óleos cai muito rapidamente. Em alguns casos, a viscosidade do óleo pode cair cerca de 80% com um aumento de temperatura de 25°C.

Do ponto de vista da engenharia, é importante conhecer a viscosidade à temperatura de operação, pois ela influencia o cálculo do Número de Reynolds e outras etapas de troca térmica. A viscosidade do óleo a uma temperatura específica pode ser calculada a partir da equação da temperatura de viscosidade ou obtida da tabela de viscosidade-temperatura ASTM.

Neste trabalho será utilizada a equação de Vogel (Eq. 2.1) e a equação de correção da massa específica pelo coeficiente de expansão volumétrica com sete entradas de dados baseadas no catálogo do óleo que está sendo utilizado para retornar a viscosidade e a massa específica cinemática na temperatura de operação.

Há várias equações de viscosidade-temperatura disponíveis. Algumas delas são puramente empíricas, enquanto outras são derivadas de modelos teóricos. As equações mais comumente usadas estão resumidas no Quadro 2. A mais precisa delas é a equação Vogel (Eq. 2.1).

Para determinar as três constantes desta equação, são necessárias três medidas de viscosidade a diferentes temperaturas para um óleo específico. A viscosidade do óleo pode então ser calculada à temperatura requerida, ou a temperatura de operação pode ser calculada se a viscosidade for conhecida. Além de ser muito precisa, a equação Vogel é útil na análise numérica. (Engineering Tribology, Third Edition, Gwidon Stachowiak, A W Batchelor, 2005, pg.14).

Quadro 2 – Equações para correção da viscosidade dinâmica de acordo com a temperatura do fluido

Nome	Equação	Comentários
Reynolds	$\mu = be^{-aT}$	Equação antiga; apenas precisa para uma faixa de temperatura muito limitada
Slotte	$\mu = a/(b + T)^c$	Razoável; útil em análise numérica
Walther	$(\nu+a) = b.d^{1/T^c}$	Forma a base da tabela ASTM de viscosidade-temperatura
Vogel	Equação 2.1 $\mu = a.\exp\left(\frac{b}{T-c}\right)$ Eq. (2.1)	Mais precisa; muito útil em cálculos de engenharia

Fonte: Stachowiak (2005).

Onde:

a, b, c são constantes

μ é a viscosidade dinâmica [Pa.s]

ν é a viscosidade cinemática [m^2/s]

T é a temperatura de operação na escala absoluta [K]

Outra propriedade que precisa ser corrigida é a massa específica, para tanto será utilizada a equação 2.2 de correção da massa específica pelo coeficiente de expansão volumétrica à temperatura de 15°C, que é típica de catálogos de óleo lubrificante.

$$\rho = \rho_{15} - \rho_{15} \cdot \beta_{15} \cdot (T - 15) = \rho_{15} \cdot (1 - 0,0007 \cdot (T - 15)) \quad \text{Eq. (2.2)}$$

Fonte: Knežević (2006).

Onde:

T é a temperatura de operação em [°C]

β_{15} é o coeficiente de expansão volumétrica à 15°C definido como 0,0007 [1/K] para óleos derivados de petróleo

ρ_{15} é a massa específica do óleo à temperatura de 15°C, retirada de catálogo [kg/m^3]

Segundo Mustafa E. Tat e Jon H. Van Gerpen (The Specific Gravity of Biodiesel and Its Blends with Diesel Fuel, pg.3) a diferença máxima entre a massa específica calculada por esse modelo e os resultados encontrados em laboratório não foram maiores que 0,3%, sendo uma aproximação bastante confiável.

2.1.2 Propriedades da tubulação

O outro elemento fundamental da análise são as próprias tubulações por onde o fluido escoar, servindo de meio físico para transporte, perda de carga e troca térmica.

No quadro 3 são definidas as principais propriedades da tubulação.

Quadro 3 – Propriedades da tubulação e suas unidades (continua)

Propriedade	Símbolo	Unidade
Diâmetro Nominal	D_n	[m] ou [mm]
Diâmetro Externo	D_e	[m] ou [mm]
Diâmetro Interno	D_i	[m] ou [mm]
Área da secção circular do tubo	A_i	[m^2]
Espessura da tubulação	t_h	[m] ou [mm]

Quadro 3 – Propriedades da tubulação e suas unidades (conclusão)

Rugosidade Absoluta da tubulação	e	[m]
Rugosidade Específica	e/D	Adimensional
Condutividade Térmica da tubulação	kt	[W/(m.K)]
Comprimento do trecho reto da tubulação	L	[m]

Fonte: Green (2019).

2.1.3 Propriedades do escoamento

A cinemática do fluido descreve quantitativamente e qualitativamente o movimento e deformação do fluido. Para tanto é importante levar em consideração as propriedades definidas anteriormente, pois a análise fluido-mecânica depende das grandezas extensivas e intensivas da tubulação e do fluido.

São definidas no projeto a elevação de entrada da tubulação e a elevação de saída. Ambas as grandezas têm unidade de metro.

A diferença entre as elevações é um parâmetro que consta na lei de conservação de energia, também expressa como equação 2.3 de Bernoulli.

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{1}{2} \frac{v_1^2}{g} + h_1 + H_{pump} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{1}{2} \frac{v_2^2}{g} + h_2 + H_{friction} \quad \text{Eq. (2.3)}$$

Fonte: Green (2019).

Em que:

1 = entrada

2 = saída

h = altura acima do nível de referência [m]

v = velocidade média do fluido [m/s]

p = pressão do fluido [Pa]

ρ = massa específica do fluido [kg/m³]

H bomba = carga adicionada pela bomba [m]

H atrito = perda de carga devido ao atrito do fluido [m]

g = aceleração devido à gravidade [m/s^2]

Desconsiderando as outras fontes de energia do sistema, é possível perceber que a conservação de energia implica que a diferença de elevação equivale a uma perda de carga ou a um ganho de carga, dependendo do caso.

Caso a elevação de entrada seja menor que a de saída, será necessária uma quantidade adicional de pressão na tubulação para superar a diferença de elevação da coluna de fluido.

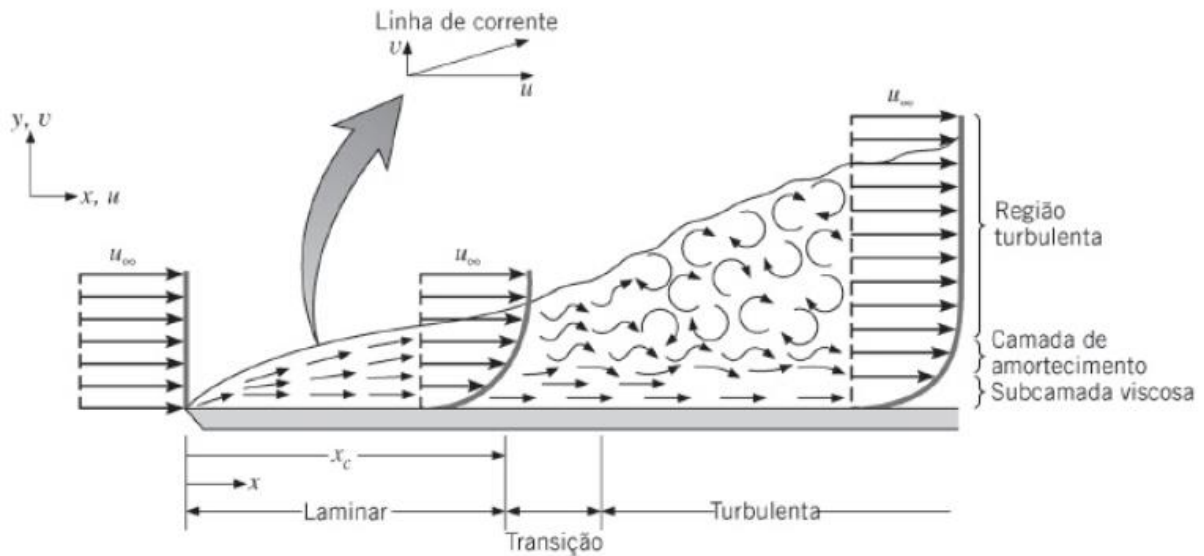
Caso contrário, onde a elevação de entrada é maior que a de saída, o fluido ganha pressão pela gravidade, como se estivesse sendo bombeado.

A velocidade [m/s] é uma grandeza vetorial, o vetor velocidade é uma função da posição espacial e do tempo. Em um escoamento em regime permanente, a velocidade é independente do tempo, enquanto que em um escoamento transiente a velocidade varia com o tempo.

Na maioria das vezes é comum e mais simples medir a velocidade média do escoamento, visto que a velocidade do fluido forma um perfil, com valor mínimo nas paredes da tubulação baseado na condição de não escorregamento, e valor máximo no centro onde o escoamento sofre menos impacto das forças viscosas e das perturbações físicas causadas pela rugosidade da tubulação.

A discussão sobre a formação das chamadas camadas limites de velocidade e de temperatura são fundamentais para o entendimento profundo da natureza desses fenômenos. Na figura 2.1 é possível observar o desenvolvimento da camada limite de velocidade, neste caso para uma geometria definida.

Figura 2.1 Desenvolvimento da camada limite de velocidade sobre uma placa plana



Fonte: Bergman (2014).

Quando partículas do fluido entram em contato com a superfície, sua velocidade é reduzida significativamente em relação à velocidade do fluido a montante da placa e para a maioria das situações é válido supor que a velocidade da partícula é zero na parede. Essas partículas atuam, então, no retardamento do movimento das partículas na camada de fluido adjacente, que atuam no retardamento do movimento das partículas da próxima camada e assim sucessivamente até que, a uma distância $y = \delta$ da superfície, o efeito se torna desprezível. Esse retardamento do movimento do fluido está associado às tensões de cisalhamento τ que atuam em planos que são paralelos à velocidade do fluido. Com o aumento da distância y da superfície, o componente x da velocidade do fluido, u , deve, então, aumentar até atingir o valor na corrente livre, ∞ . O subscrito ∞ é usado para designar condições na corrente livre, fora da camada-limite.

A grandeza δ é chamada de espessura da camada-limite e é, tipicamente, definida como o valor de y para o qual $u = 0,99u_\infty$. O perfil de velocidades na camada-limite se refere à maneira como u varia com y através da camada limite. Dessa forma, o escoamento do fluido é caracterizado pela existência de duas regiões distintas, uma fina camada de fluido (a camada-limite), na qual gradientes de velocidade e tensões de cisalhamento são grandes, e uma região fora da camada limite, na qual gradientes de velocidade e tensões de cisalhamento são desprezíveis. Com o aumento da distância da aresta frontal da placa, os efeitos da viscosidade penetram cada vez mais na corrente livre e a camada-limite aumenta (δ aumenta com x). (Fundamentos de transferência de calor e massa, 7ª edição, 2014, pg. 660).

A vazão volumétrica [m^3/s], por sua vez, é uma grandeza escalar que quantifica o volume de fluido que passa por uma seção da tubulação em um determinado tempo, ou alternativamente o produto escalar da velocidade do fluido com a área da seção circular do tubo (A_i). A vazão volumétrica é facilmente medida por diferentes tipos de instrumentos.

A vazão mássica [kg/s] é o produto entre a massa específica do fluido, na temperatura e pressão de operação, com a vazão volumétrica. Esta grandeza é muito importante na análise de troca térmica. O quadro 4 fornece as principais propriedades extensivas do fluido.

Quadro 4 – Velocidade do escoamento, vazão volumétrica e vazão mássica

Propriedade	Símbolo	Unidade
Velocidade média do escoamento	V	[m/s]
Vazão Volumétrica	Q	[m ³ /s]
Vazão Mássica	\dot{m}	[kg/s]

Fonte: Green (2019).

Escoamento laminar, de transição e turbulento se referem a três tipos distintos de escoamento. No escoamento laminar, há linhas de fluido lisas e os componentes de velocidade do fluido variam suavemente com a posição e o tempo. O escoamento descrito no princípio da placa plana, em referência à fig. 2.1 é laminar. Em escoamento turbulento, as linhas de fluido são irregulares, e a velocidade flutua caoticamente no tempo e no espaço. A camada limite de transição apresenta propriedades que variam com o tempo hora parecido com um escoamento laminar e horas parecidas com um escoamento turbulento.

Para qualquer geometria, um Número de Reynolds é definido pela equação 2.4 para um fluido newtoniano como:

$$Re_x = \frac{V \cdot X}{\nu} \text{ Eq. (2.4)}$$

Onde X e U são, respectivamente, o comprimento [m] e a velocidade média [m/s] característicos e ν é a viscosidade cinemática do fluido [m²/s].

O Número de Reynolds representa a razão entre forças de inércia e viscosas. Abaixo de um valor crítico de Re, o escoamento é laminar, enquanto acima do valor crítico começa uma transição para um escoamento turbulento. O número Reynolds crítico dependente da geometria é determinado experimentalmente.

Para o escoamento interno da água ou do óleo:

- Se $Re_{Di} \leq 2300$ -> O escoamento é laminar
- Se $2300 < Re_{Di} \leq 4000$ -> O escoamento é de transição
- Se $Re_{Di} > 4000$ -> O escoamento é turbulento plenamente desenvolvido
- Se $Re_{Di} > 10^5$ -> O escoamento é muito turbulento

A equação utilizada para encontrar o Número de Reynolds no escoamento interno pode tomar as formas descritas na equação 2.5, sendo elas intercambiáveis (neste exemplo está sendo utilizado o índice ‘a’ para descrever as propriedades da água como fluido passante, avaliadas na temperatura e pressão de operação):

$$Re_{Di} = \frac{\rho, a. V, a. Di}{\mu, a} = \frac{V, a. Di}{\nu, a} = \frac{4. \dot{m}, a}{\pi. Di. \mu, a} \text{ Eq. (2.5)}$$

Para o escoamento externo do ar:

- Se $Re_{De} < 2.10E5$ -> O escoamento é laminar
- Se $Re_{De} \geq 2.10E5$ -> O escoamento é de transição ou turbulento plenamente desenvolvido

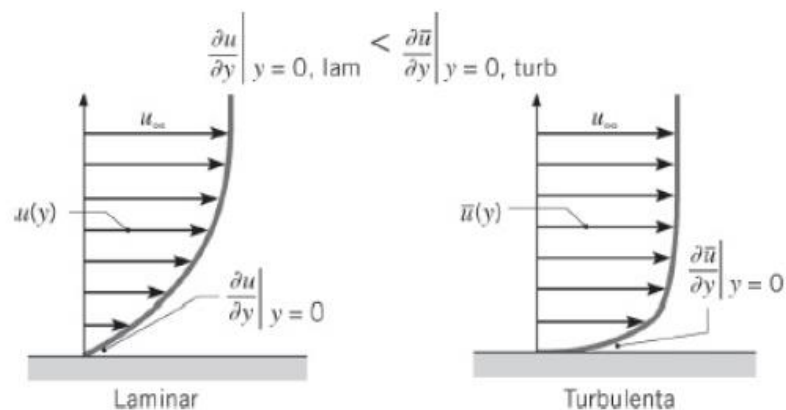
De forma similar, o Número de Reynolds no escoamento externo pode tomar as formas descritas na equação 2.6, com as propriedades do ar como fluido que escoam externamente à tubulação avaliadas na temperatura e pressão informadas pelo usuário:

$$Re_{De} = \frac{\rho, ar. V, ar. De}{\mu, ar} = \frac{V, ar. De}{\nu, ar} \text{ Eq. (2.6)}$$

A velocidade do ar (V, ar) pode ser representada como V, ∞ que designa condições de velocidade média de corrente livre.

Na figura 2.2 podemos verificar como os perfis de velocidade em um escoamento laminar se diferem de um escoamento turbulento.

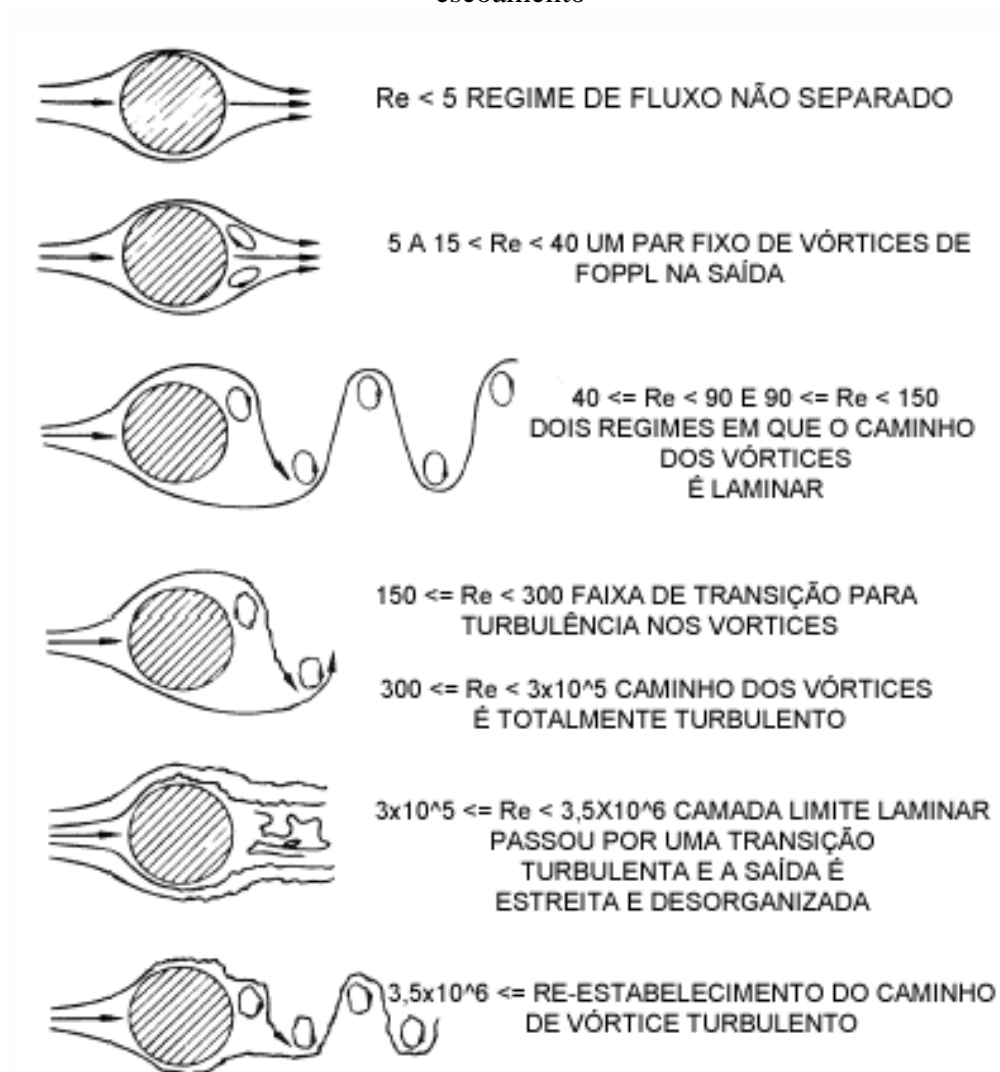
Figura 2.2 Comparação dos perfis de velocidades nas camadas-limite de velocidade laminar e turbulenta para a mesma velocidade na corrente



Fonte: Bergman (2014).

É evidente que no caso do tubo em escoamento cruzado vários fenômenos ocorrem em diferentes faixas de número de Reynolds. Para este trabalho considera-se uma simplificação para fazer a análise de troca térmica posterior. Mais detalhes podem ser vistos na fig. 2.3.

Figura 2.3 Diferentes comportamentos da camada limite de acordo com o regime de escoamento



Fonte: Blevins (1990).

A perda de carga é um parâmetro fundamental a ser determinado no projeto de tubulações.

Na análise prática de sistemas de tubulação, a quantidade mais importante é a perda de pressão devido a efeitos viscosos ao longo do comprimento do sistema, bem como perdas de pressão adicionais decorrentes de outros equipamentos tecnológicos como válvulas, cotovelos, entradas de tubulação, conexões e Ts.

A princípio, uma equação de Bernoulli estendida Eq. 2.3 deve ser analisada. Essa equação permite que a conta da viscosidade seja incluída de maneira empírica e quantifique isso com um parâmetro físico conhecido como perda de carga.

A perda de carga (ou perda de pressão) representa a redução na carga total ou na pressão (soma da carga de elevação, carga de velocidade e carga de pressão) do fluido à medida que flui através de um sistema hidráulico. A perda de carga também representa a energia usada na superação do atrito causado pelas paredes do tubo e outros equipamentos tecnológicos. A perda de carga é inevitável em fluidos móveis reais. Está presente devido ao atrito entre as partículas de fluido adjacentes à medida que elas se movem uma em relação à outra (especialmente em escoamento turbulento).

A perda de carga que ocorre nos tubos é dependente da velocidade do escoamento, diâmetro e comprimento do tubo, e um fator de atrito baseado na rugosidade do tubo e no número de Reynolds do escoamento. Embora a perda de carga represente uma perda de energia, ela não representa uma perda de energia total do fluido. A energia total do fluido se conserva como consequência da lei de conservação de energia. Na realidade, a perda de carga devido ao atrito resulta em um aumento equivalente na energia interna (aumento da temperatura) do fluido. (CONNOR, 2020).

A perda de carga total de um sistema pode ser definida como a soma da perda de carga por fricção nos trechos retos de tubulação, comumente chamada de perda de carga distribuída ou maior. Já a perda de carga induzida pela presença de equipamentos e conexões é costumeiramente denominada de perda de carga localizada ou menor.

Pela natureza complexa da definição precisa dos perfis de velocidade em escoamentos de transição e turbulentos, a incerteza estatística da rugosidade da tubulação e a dificuldade de modelar a variação dos parâmetros de escoamento devido a cada componente adicionado à tubulação, os coeficientes de perda de carga são determinados de forma experimental. A seguir pode-se ver as principais equações e modelos para realizar esta análise.

O fator de atrito de Darcy representa a queda de pressão adimensional no escoamento interno. Esta é a metodologia mais consagrada na literatura a respeito do cálculo analítico de perda de carga. A análise dimensional prevê um resultado semelhante.

Experimentalmente é possível determinar que as principais grandezas adimensionais que influem no fator de atrito são o Número de Reynolds, a geometria do duto, que neste trabalho é sempre de secção circular, e a rugosidade relativa previamente definida.

A melhor forma até o presente momento de determinar o fator de atrito é pela equação fenomenológica de Colebrook-White (ou equação de Colebrook), que expressa o fator de atrito f de Darcy em função do número de Reynolds (Re) e da rugosidade relativa do tubo (e/D), ajustando-se aos dados de estudos experimentais de escoamento turbulento em tubos lisos e rugosos. A equação 2.7 de Colebrook-White pode ser usada para resolver iterativamente o fator de atrito f de Darcy-Weisbach.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \cdot \log \left(\frac{1}{3,72} \cdot \frac{e}{D} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \text{ Eq. (2.7)}$$

Fonte: Colebrook (1937).

A equação 2.8 empírica de Darcy-Weisbach na forma de perda de pressão pode ser escrita como:

$$\frac{\Delta p}{L} = f \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{V^2}{D} \text{ Eq. (2.8)}$$

Onde:

Δp = perda de pressão devido ao atrito [Pa]

f = fator de atrito de Darcy [1]

A equação 2.8 de Darcy-Weisbach também pode ser escrita na forma de perda de carga distribuída (Eq. 2.9):

$$\Delta h = f \cdot \frac{L}{2g} \cdot \frac{V^2}{D} \text{ Eq. (2.9)}$$

Este formato oferece a perda de carga Δh em [m], que será utilizado neste trabalho.

Vale a pena observar que se reescrevendo a equação 2.9 para a equação 2.10 no formato dependente da vazão volumétrica (Q) pode-se notar que a perda de carga varia com o inverso da quinta potência do diâmetro e com o quadrado da vazão volumétrica.

$$\Delta h = f \cdot \frac{8 \cdot L}{\pi^2 \cdot g} \cdot \frac{Q^2}{D^5} \text{ Eq. (2.10)}$$

Sendo assim, dobrando o diâmetro da tubulação, reduz-se a perda de carga em 32 vezes; analogamente, se reduzir o diâmetro pela metade, aumenta-se a perda de carga em 32 vezes. É importante ter essa noção para dimensionar contrações ou expansões nas tubulações de modo que se amenizem os efeitos da perda de carga e se mantenha uma velocidade de escoamento adequada para cada operação.

Existem vários métodos para calcular a perda de carga de conexões, dobras e cotovelos. Todos eles são baseados em fatores experimentais, valores médios ou modelos analíticos aproximados. Neste trabalho será utilizado o método do coeficiente de perda de pressão (K) que é adimensional. A equação 2.11 de Darcy-Weisbach é a forma de se obter a perda de carga localizada.

$$\Delta h = \sum K \cdot \frac{V^2}{g} \text{ Eq. (2.11)}$$

Não é o escopo do trabalho explicar o que cada equipamento faz ou qual sua aplicação no projeto de tubulação, portanto será apenas mostrado na tabela 1 a lista de coeficientes de perda de pressão localizada que foram incorporados à planilha:

Tabela 1 Coeficientes K para perda de carga localizada (continua)

Expansão D1/D2	K
0,9	0,026
0,8	0,13
0,75	0,16
0,67	0,28
0,5	0,5

Contração D1/D2	K
0,9	0,008
0,8	0,041
0,75	0,049
0,67	0,085
0,5	0,16

Entrada R/D	K
Aguda	0,5
0,02	0,28
0,04	0,24
0,06	0,15
0,1	0,09
Suave 0,15	0,04
Reentrante	0,78
Chanfrado	0,25

Tabela 1 Coeficientes K para perda de carga localizada (continuação)

Saída	K
Saída	1

Medidor de vazão	K
Placa de Orifício	10
Pistão	15
Disco	7
Roda de turbina	6

Tee	K
Desvio	1
Fluxo Direto	0,4

Acoplamentos	K
Acoplamentos flangeados	0,04
Uniões roscadas	0,04

Válvula (totalmente aberta)	K
Válvula Gaveta	0,17
Válvula Angular	2
Válvula Diafragma	2,3
Válvula Globo Disco Plug	9
Válvula Globo Disco Composto	6
Válvula Globo Disco Agulha	6
Válvula Globo, ângulo 45° tipo Y	3
Válvula Borboleta	0,52
Válvula Esfera	0,08

Tabela 1 Coeficientes K para perda de carga localizada (conclusão)

Válvula de retenção (totalmente aberta)	K
Válvula de retenção de elevação	13
Válvula de retenção tipo swing	2
Válvula de retenção de placa única	10
Válvula pé	15
Válvula de retenção com filtro	9

Curva	K
Padrão 45°	0,35
Raio longo 45°	0,2
Padrão 90°	0,75
Raio longo 90°	0,45
Quadrado ou Mitrado 90°	1,3
Curva 180°	1,5

Fonte: Green (2019).

A perda de carga total da tubulação é a soma da perda de carga localizada com a perda de carga distribuída.

A equação 2.12 Hazen-Williams é uma relação empírica que relaciona o escoamento de água em uma tubulação com as propriedades físicas da tubulação e a perda de pressão causada pelo atrito. Ela é utilizada no projeto de sistemas de tubulação de água, tais como sistemas de aspersão de incêndio, redes de abastecimento de água e sistemas de irrigação.

$$\Delta h = 10,643 \cdot L \cdot \left(\frac{Q}{C}\right)^{1,852} \cdot \frac{1}{D^{4,87}} [m] \text{ Eq. (2.12)}$$

Fonte: Christensen (2000).

A equação Hazen-Williams tem a vantagem de que o coeficiente C não é uma função do número Reynolds, mas tem a desvantagem de ser válido apenas para água. Além disso, não

contabiliza a temperatura ou viscosidade da água e, portanto, só é válido à temperatura ambiente e às velocidades convencionais.

Por essas limitações, neste trabalho não será utilizado o método de Hazen-Williams, visto que não funciona quando o fluido é óleo.

2.2 ESTUDO DA TROCA TÉRMICA

Para o estudo e modelagem de troca térmica é necessário revisar a literatura de transferência de calor e massa para estabelecer os sustentáculos teóricos. Foi utilizada como referência principal para esta parte o livro ‘Fundamentos de transferência de calor e massa’, 7ª edição, que descreve extensamente sobre o assunto. Nesta sessão será utilizado como exemplo a água, mas o mesmo vale para o óleo.

2.2.1 Definição das propriedades extensivas térmicas

A propriedade extensiva Taxa de capacidade calorífica (C) é de grande importância no estudo da troca térmica em trocadores de calor de qualquer tipo, principalmente no método de análise efetividade-NUT que será discutido mais à frente.

Taxa de capacidade calorífica (C) é definida como o produto da vazão mássica (\dot{m}) da substância pelo calor específico à pressão constante (C_p), resultando em uma quantificação da energia em forma de calor necessária para variar sua temperatura. A unidade no sistema internacional é [W/K].

Em um trocador de calor é importante avaliar qual dos fluidos possui a maior e a menor taxa de capacidade calorífica, identificando-os como:

C_{\max} = maior taxa de capacidade calorífica entre a ($C_{\text{água}}$ ou $C_{\text{óleo}}$) e C_{ar}

C_{\min} = menor taxa de capacidade calorífica entre a ($C_{\text{água}}$ ou $C_{\text{óleo}}$) e C_{ar}

Onde:

C_{\max} é a capacidade calorífica máxima do sistema avaliado, entre os fluidos passantes água ou óleo e o fluido de escoamento externo cruzado ar.

C_{\min} é a capacidade calorífica mínima do sistema avaliado, entre os fluidos passantes água ou óleo e o fluido de escoamento externo cruzado ar.

Também podemos definir a razão (Cr) pela equação 2.13, que se dá entre as taxas de capacidade caloríficas.

$$Cr \equiv \frac{C_{min}}{C_{max}} \text{ Eq. (2.13)}$$

Fonte: Bergman (2014).

2.2.2 Definição das áreas de troca térmica

Para o escoamento interno, a área é a superficial de troca térmica entre a água e a tubulação dada pela equação 2.14. Para o escoamento externo cruzado, a área de troca térmica é a área frontal do cilindro (área projetada no plano perpendicular à velocidade a montante) dada pela equação 2.15. Sendo assim é possível definir:

$$A, a = \pi \times Di \times L \text{ Eq. (2.14)}$$

$$A, ar = De \times L \text{ Eq. (2.15)}$$

2.2.3 Taxa de transferência de calor e fluxo térmico

A taxa de transferência de calor (q) mensura a quantidade de energia por unidade de tempo que o fluido ou corpo recebe ou rejeita. Sua unidade é [W].

O fluxo térmico por sua vez é definido como a taxa de transferência de calor por unidade de área normal à direção da transferência de calor. Por vezes é chamado também de fluxo de calor, sua unidade é [W/m²].

2.2.4 Método das resistências térmicas e produto UA

Em sistemas complexos, compostos de vários meios que participam da troca térmica, é conveniente definir um coeficiente global de transferência de calor (U), que é definido pela equação 2.16:

$$q \equiv U \cdot A \cdot \Delta T \text{ Eq. (2.16)}$$

Onde:

q = Taxa de transferência de calor [W]

A = Área superficial de transferência de calor [m^2]

U = Coeficiente global de transferência de calor [$W/(m^2.K)$]

ΔT = Diferencia de temperatura média global [$^{\circ}C$] ou [K]

Nos cálculos que se darão a seguir o produto UA [W/K] é de grande interesse.

A resistência térmica é análoga ao conceito de resistência elétrica no sentido do material por onde passa o fluxo térmico impor resistência à transferência de calor.

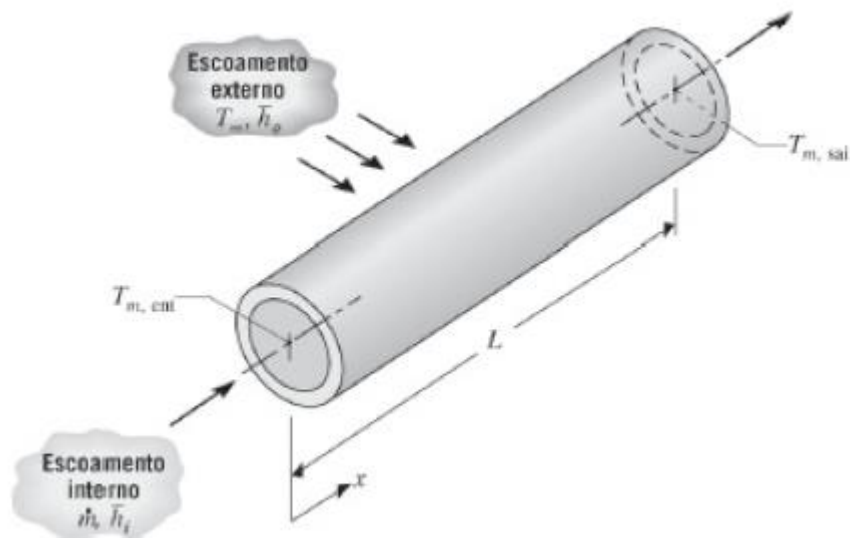
No geral podemos escrever e definir a resistência térmica total (R_{tot}) [K/W] de um volume de controle analisado pela equação 2.17.

$$R_{tot} = \sum R = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{U \cdot A} \left[\frac{K}{W} \right] \text{ Eq. (2.17)}$$

Fonte: Bergman (2014).

Como pode ser observado na figura 2.4, há três meios materiais de troca térmica, sendo eles o fluido passante (água ou óleo), a tubulação do material definida no projeto e o escoamento externo cruzado do ar.

Figura 2.4 Diagrama ilustrativo dos parâmetros de troca térmica



Fonte: Bergman (2014).

Os mecanismos de transferência de calor em cada caso são diferentes, no caso a água e do ar, por exemplo, é a convecção. Já no caso do tubo é a condução. Não é o escopo deste trabalho detalhar e justificar cada mecanismo de transferência de calor nem suas formulações,

portanto abaixo serão listadas as equações que modelam a resistência térmica em cada um dos três casos, bem como o caso global.

A resistência térmica para a convecção interna de fluidos em dutos fechados é dada pela equação 2.18.

$$R, a = \frac{1}{h, a. A, a} \text{ Eq. (2.18)}$$

Fonte: Bergman (2014).

A resistência térmica para a condução térmica em um cilindro oco sem geração de energia interna é dada pela equação 2.19.

$$R, t = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2. \pi. k, t. L} \text{ Eq. (2.19)}$$

Fonte: Bergman (2014).

A resistência térmica para a convecção externa de fluidos em dutos fechados é dada pela equação 2.20.

$$R, ar = \frac{1}{h, ar. A, ar} \text{ Eq. (2.20)}$$

Fonte: Bergman (2014).

A resistência térmica total do sistema descrito na figura 2.4 é dado pela equação 2.21.

$$U. A = \frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{R, a + R, ar + R, t} \left[\frac{W}{K} \right] \text{ Eq. (2.21)}$$

2.2.5 Temperatura média, temperatura de filme, temperatura do fluido frio e temperatura do fluido quente

A temperatura média é a média das temperaturas médias de entrada do fluido passante e do ar em escoamento cruzado como descrito na equação 2.22.

$$T_{med} = \frac{(T, a + T, ar)}{2} \text{ Eq. (2.22)}$$

A temperatura de filme, por sua vez, é a média da temperatura entre a superfície, interna ou externa, com a temperatura do escoamento, interno ou externo. A temperatura de filme para a água ou óleo é dada pela equação 2.23 e para o ar pela equação 2.24.

$$T_{f,a} = \frac{(T,a + T_{si})}{2} \text{ Eq. (2.23)}$$

$$T_{f,ar} = \frac{(T_{se} + T,ar)}{2} \text{ Eq. (2.24)}$$

Como não se sabe exatamente a temperatura de superfície em cada ponto da tubulação, ou falta informação para descobrir essa temperatura, é comum substituir as temperaturas de superfície interna (T_{si}) e externa (T_{se}) pela temperatura média (T_{med}). Portanto para a água ou óleo será considerada a temperatura de filme dada pela equação 2.25 e para o ar pela equação 2.26.

$$T_{f,a} = \frac{(T,a + T_{med})}{2} = \frac{(3.T,a + T,ar)}{4} \text{ Eq. (2.25)}$$

$$T_{f,ar} = \frac{(T_{med} + T,ar)}{2} = \frac{(T,a + 3.T,ar)}{4} \text{ Eq. (2.26)}$$

Sendo assim as respectivas temperaturas de filme da água e do ar são médias ponderadas que tendem 3 vezes mais para a sua temperatura de escoamento médio do que para a temperatura de escoamento médio do outro fluido. Esta suposição é razoável, visto que o escoamento é constante, plenamente desenvolvido e há apenas um meio físico de troca, que é o tubo.

É importante também definir a temperatura de fluido frio (T_f) e a temperatura de fluido quente (T_q), que serão úteis no método da efetividade-NUT.

Portanto é arbitrado T_{frio} para a temperatura menor entre $T_{\text{água}}$ e T_{ar} , por exemplo, e T_{quente} para a maior temperatura entre $T_{\text{água}}$ e T_{ar} .

2.2.6 Número de Nusselt médio e o coeficiente de transferência de calor convectivo

O Número de Nusselt médio (Nu), definido pela equação 2.27 para a água ou óleo e pela equação 2.28 para o ar, é um parâmetro adimensional obtido para uma geometria especificada como dependente do Número de Reynolds e o Número de Prandtl. O Nusselt

representa a relação entre a transferência de calor convectivo e condutivo na interface de um fluido com uma superfície.

$$Nu, a = \frac{h, a \cdot D_i}{k, a} = f(Re_{Di}, Pr) \text{ Eq. (2.27)}$$

Fonte: Bergman (2014).

$$Nu, ar = \frac{h, ar \cdot D_e}{k, ar} = f(Re_{De}, Pr) \text{ Eq. (2.28)}$$

Fonte: Bergman (2014).

Levando em conta a geometria apresentada na figura 2.4, é possível determinar as expressões mais adequadas para o Número de Nusselt no escoamento interno e externo.

Para o escoamento interno laminar, com fluxo térmico uniforme, uma correlação simples pode ser expressa pela equação 2.29:

$$Nu, a = \frac{h, a \cdot D_i}{k, a} = 4,36 \text{ Eq. (2.29)}$$

Fonte: Bergman (2014).

Para o escoamento interno turbulento, usando como exemplo a água, uma correlação, válida para tubos lisos em uma ampla faixa de números de Reynolds, incluindo a região de transição, é fornecida por Gnielinski através da equação 2.30. A correlação é válida para $0,5 \leq Pr, a \leq 2000$ e $3000 \leq Re_{Di} \leq 5 \cdot 10^6$, se aplica tanto para fluxo térmico quanto para temperatura na superfície uniforme, as propriedades devem ser estimadas a T_{med} .

$$Nu, a = \frac{h, a \cdot D_i}{k, a} = \frac{\left(\frac{f, a}{8}\right) \cdot (Re_{Di} - 1000) \cdot Pr, a}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f, a}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(Pr, a^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \text{ Eq. (2.30)}$$

Fonte: Bergman (2014).

Onde:

f, a é o fator de atrito de Darcy para o fluido interno, que pode ser calculado pela equação 2.7 de forma iterativa.

Para escoamento turbulento em tubos rugosos, o coeficiente de transferência de calor aumenta com a rugosidade da parede. À medida que o número de Reynolds aumenta, a subcamada viscosa se torna mais fina e menor. No número Reynolds muito alto, a subcamada

viscosa se torna tão fina que a rugosidade da superfície se projeta no escoamento. As perdas por atrito neste caso são produzidas no escoamento principalmente pelos elementos de rugosidade salientes, e a contribuição da subcamada laminar é insignificante.

Para o escoamento externo cruzado, Churchill e Bernstein propuseram a equação 2.31 que cobre toda a faixa de Re_{De} na qual há dados disponíveis, assim como uma ampla faixa de Pr . A equação é recomendada para todos $Re_{De} \cdot Pr, ar \geq 0,2$ e possui a seguinte forma, com todas as propriedades avaliadas na temperatura de filme do ar eq.2.26:

$$Nu, ar = \frac{h, ar \cdot D_e}{k, ar} = 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re_{De}^{\frac{1}{2}} \cdot Pr, ar^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr, ar}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re_{De}}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}} \quad \text{Eq. (2.31)}$$

Fonte: Bergman (2014).

2.2.7 Método da efetividade-NUT

Como não se observam as temperaturas de saída da água, por exemplo, do trecho analisado, nem do ar, não é possível utilizar o método da média logarítmica das diferenças de temperaturas (MLDT). Conseqüentemente é necessário a utilização de um procedimento alternativo, conhecido como método da efetividade-NUT (ϵ -NUT).

Para definir a efetividade de um trocador de calor, em primeiro lugar deve-se determinar a taxa de transferência de calor máxima possível, q_{max} [W]. Pode-se desenvolver uma função para calcular o q_{max} pela equação 2.32.

$$q_{max} = C_{min} \cdot (T_{qe} - T_{fe}) \quad \text{Eq. (2.32)}$$

Fonte: Bergman (2014).

Onde:

C_{min} = menor taxa de capacidade calorífica entre a ($C_{\text{água}}$ ou $C_{\text{óleo}}$) e C_{ar} [W/K]

T_{qe} = temperatura quente de entrada é atribuída a maior temperatura entre $T_{\text{água}}$ e T_{ar}

T_{fe} = temperatura fria de entrada é atribuída a maior temperatura entre $T_{\text{água}}$ e T_{ar}

A efetividade (ϵ) é definida como a razão adimensional entre a taxa de transferência de calor real e a taxa de transferência de calor máxima possível dado pela equação 2.33.

$$\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{max}} \text{ Eq. (2.33)}$$

Fonte: Bergman (2014).

E, portanto, a taxa de transferência de calor real pode ser obtida prontamente pela equação 2.34.

$$q = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{qe} - T_{fe}) \text{ Eq. (2.34)}$$

Fonte: Bergman (2014).

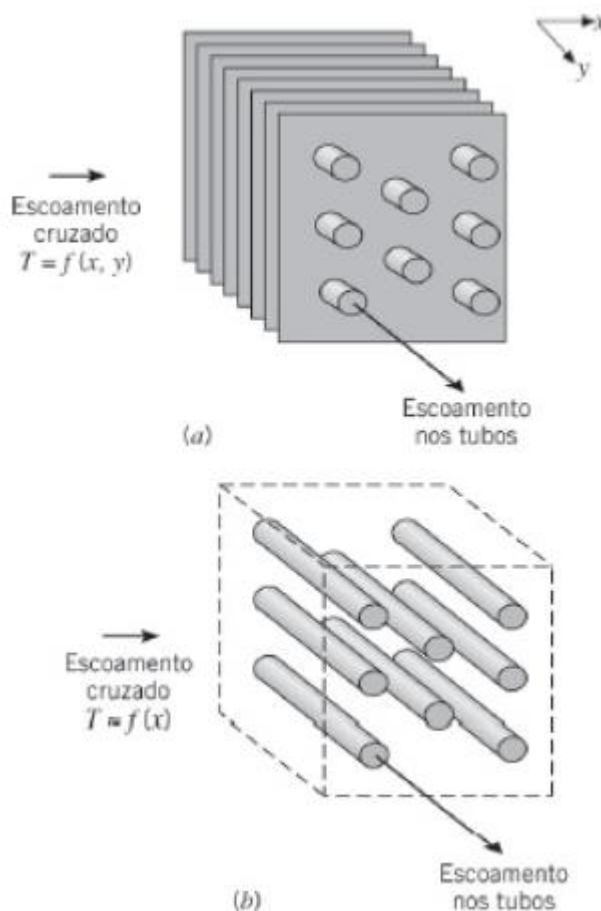
No entanto a efetividade (ε) também pode ser correlacionada com o parâmetro adimensional denominado Número de Unidades de Transferência (NUT) e a razão Cr dada pela equação 2.13. Sendo assim o NUT pode ser definido pela equação 2.35.

$$NUT \equiv \frac{UA}{C_{min}} \text{ Eq. (2.35)}$$

Fonte: Bergman (2014).

Com o NUT calculado é possível relacioná-lo com a efetividade, mas antes é necessário entender o que é um escoamento misturado ou não misturado. Para tanto a figura 2.5 traz uma representação de duas situações distintas.

Figura 2.5 Trocadores de calor com escoamentos cruzados. (a) Aletado com ambos os fluidos não misturados. (b) Não-aletado com um fluido misturado e o outro não misturado.



Fonte: Bergman (2014).

As duas configurações são tipicamente diferenciadas por uma idealização que trata o escoamento do fluido sobre os tubos como misturado e não misturado. Na Figura 2.5a, diz-se que o fluido está não misturado, pois as aletas impedem o movimento na direção (y) que é transversal à direção (x) do escoamento principal. Nesse caso, a temperatura do fluido em escoamento cruzado varia com x e y . Ao contrário, para o feixe tubular não aletado da Figura 2.5b, o movimento do fluido, e conseqüentemente sua mistura na direção transversal, é possível e a variação de temperatura ocorre principalmente na direção do escoamento principal. Como o escoamento no interior dos tubos é não misturado, em trocadores aletados os dois fluidos são não misturados, enquanto em trocadores não aletados o fluido em escoamento cruzado é misturado e o fluido escoando por dentro dos tubos não. A natureza da condição de mistura influencia o desempenho do trocador de calor. (BERGMAN, Fundamentos de transferência de calor e massa, 7ª edição, 2014, pg. 660, adaptado).

Para o escoamento cruzado de passe único existem fórmulas empíricas que correlacionam a efetividade e o NUT. O escoamento cruzado é sempre misturado e o interno é não misturado nesta configuração, basta atribuir o valor do C_{min} e C_{max} para C_a e C_r , baseado no que foi discutido na sessão 2.2.1.

Se: $C_a = C_{\min}$ utilizaremos a equação 2.36 para obter a efetividade.

$$\varepsilon = 1 - \exp(-Cr^{-1}\{1 - \exp[-Cr(NUT)]\}) \text{ Eq. (2.36)}$$

Fonte: Bergman (2014).

Se: $C_a = C_{\max}$ utilizaremos a equação 2.37 para obter a efetividade.

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{Cr}\right) (1 - \exp(-Cr[1 - \exp(-NUT)])) \text{ Eq. (2.37)}$$

Fonte: Bergman (2014).

2.2.8 Temperaturas de saída

Com a efetividade calculada é possível retornar à equação 2.34 e por fim encontrar as temperaturas de saída do trecho da tubulação. Como já foi atribuída a temperatura de fluido frio e fluido de entrada quente para a água, por exemplo, e para o ar, é possível agora através da conservação de energia obter expressões para a temperatura final de saída do fluido quente pela equação 2.38 e do fluido frio pela equação 2.39 no trecho selecionado.

$$T_{f,s} = T_{f,e} + \frac{q}{C_f} [^{\circ}C] \text{ Eq. (2.38)}$$

$$T_{q,s} = T_{q,e} - \frac{q}{C_q} [^{\circ}C] \text{ Eq. (2.39)}$$

Fica evidente então a constatação de que o fluido frio sai necessariamente com temperatura maior do que a de entrada e o fluido quente sai necessariamente com temperatura menor do que a de entrada. Finalmente tem-se os três principais dados de saída, que são as temperaturas de saída dos fluidos e a taxa de transferência de calor real.

3 METODOLOGIA

O trabalho se desenvolveu em três etapas paralelas. A primeira etapa é a implementação de toda a revisão bibliográfica em estudo da perda de carga (sessão 2.1), a segunda etapa é a implementação da revisão bibliográfica no estudo da troca térmica (sessão 2.2) e a terceira etapa foi a implementação das fórmulas lógicas, ferramentas e programação no software *Excel*.

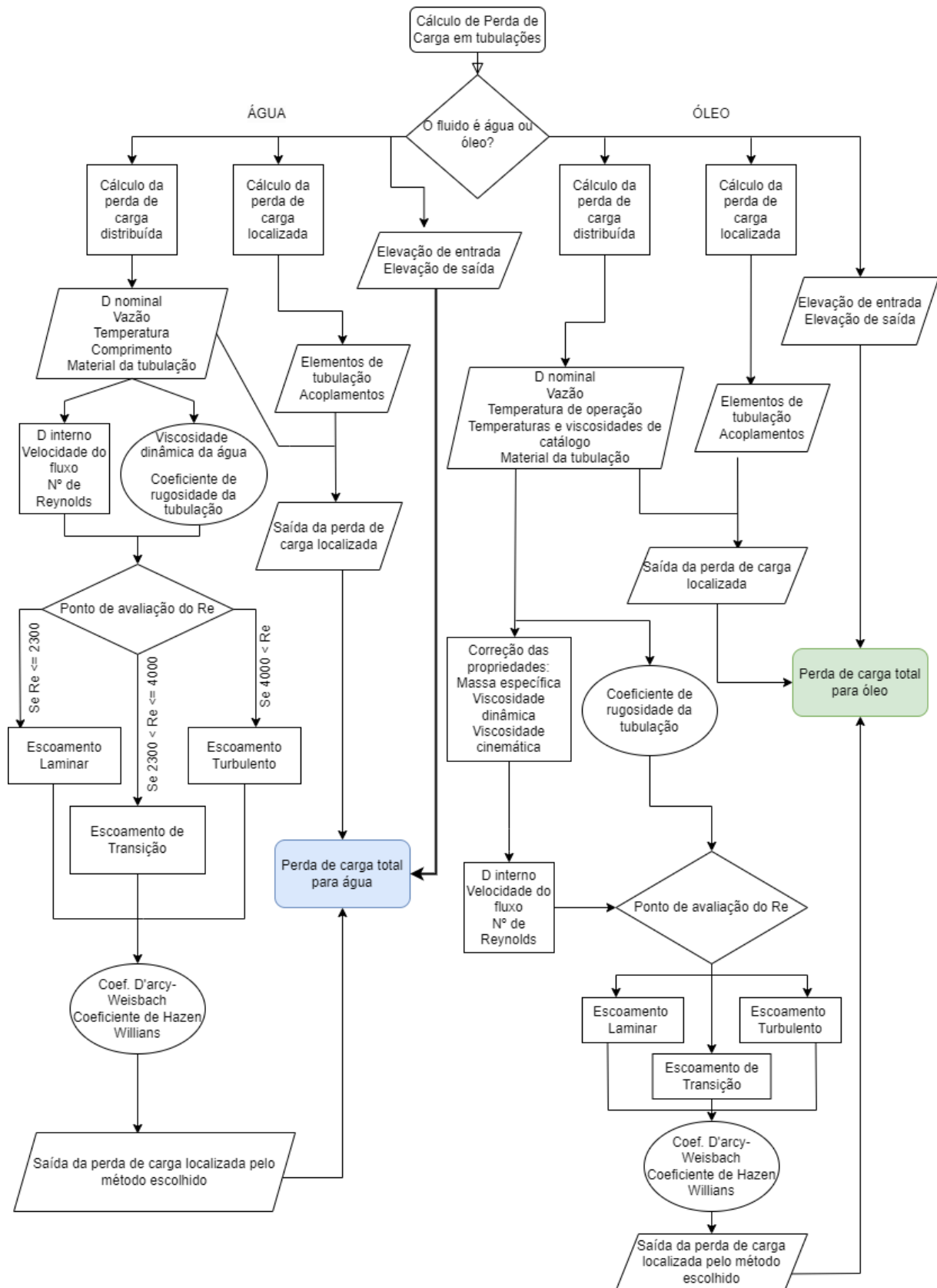
3.1 IMPLEMENTAÇÃO DA PERDA DE CARGA

Considerações hidráulicas:

- O regime de escoamento é permanente $Q_e=Q_s$;
- O escoamento é plenamente desenvolvido;
- A água e o óleo são considerados fluidos incompressíveis;
- Não há trabalho no sistema;
- A variação da energia cinética é desprezável;
- A variação da energia potencial é contabilizada;
- Cada comprimento de tubulação tem a mesma rugosidade relativa (e/D_i);
- As propriedades descritas no Quadro 1 são avaliadas na temperatura de entrada;
- As propriedades da água são buscadas em uma base de dados interna à planilha;
- As propriedades da tubulação são buscadas em uma base de dados interna à planilha;
- A correção das propriedades do óleo é feita baseada nos modelos discutidos na sessão 2.1.1;
- As faixas de Número de Reynolds são discutidas na sessão 2.1.3
- O fator de atrito é calculado de acordo com a equação 2.7 de modo iterativo;
- A perda de carga distribuída é diretamente dependente do comprimento linear da tubulação;
- Para a perda de carga distribuída é utilizado o método da equação universal de Darcy-Weisbach;
- Para a perda de carga localizada será utilizado o método do coeficiente de perda de carga localizada 'K';
- Os coeficientes 'K' são buscados em uma base de dados interna à planilha.

O fluxograma da figura 3.1 descreve os passos que o programa usa para obter a perda de carga total desejada para água ou óleo.

Figura 3.1 Fluxograma esquemático da implementação da perda de carga



Fonte: Autoria própria.

3.2 IMPLEMENTAÇÃO DA TROCA TÉRMICA

Considerações térmicas:

- Não há geração interna de energia;
- Espessura da classe de tubulação hidráulica padrão "CE04" (aço carbono - ASME Classe 150);
- O valor da condutividade térmica 'k' é constante;
- Não serão considerados os casos onde a taxa de capacidade calorífica da água ou óleo são iguais a do ar;
- Não serão considerados os casos onde a temperatura de entrada da água ou do óleo são iguais a do ar, pois assim não há troca térmica;
- O gradiente de temperatura na tubulação se dará apenas em 1D: radial;
- A convecção do ar é forçada por alguma máquina externa não avaliada no trabalho, pois essa é a configuração mais comum em tubulações expostas a trocadores de calor;
- O coeficiente de transferência de calor convectivo 'h' é o valor médio calculado a partir do Número de Nusselt médio;
- Não é considerado a troca térmica por condução e convecção nos componentes localizados;
- A temperatura média de entrada é usada para calcular as propriedades da tubulação;
- As respectivas temperaturas de filme são calculadas baseadas nas equações 2.25 e 2.26, com as considerações descritas na sessão 2.2.6;
- Internamente é feita a aferição dos parâmetros de validade das equações 2.30 e 2.31;
- Internamente é feita a aferição da compressibilidade do ar sendo utilizado o critério do número de Mach $\leq 0,3$.

O fluxograma da figura 3.2 descreve os passos que o programa usa para obter a taxa de transferência de calor real, a temperatura de saída do fluido quente e a temperatura de saída do fluido frio.

Figura 3.2 Fluxograma esquemático da implementação da troca térmica (continua)

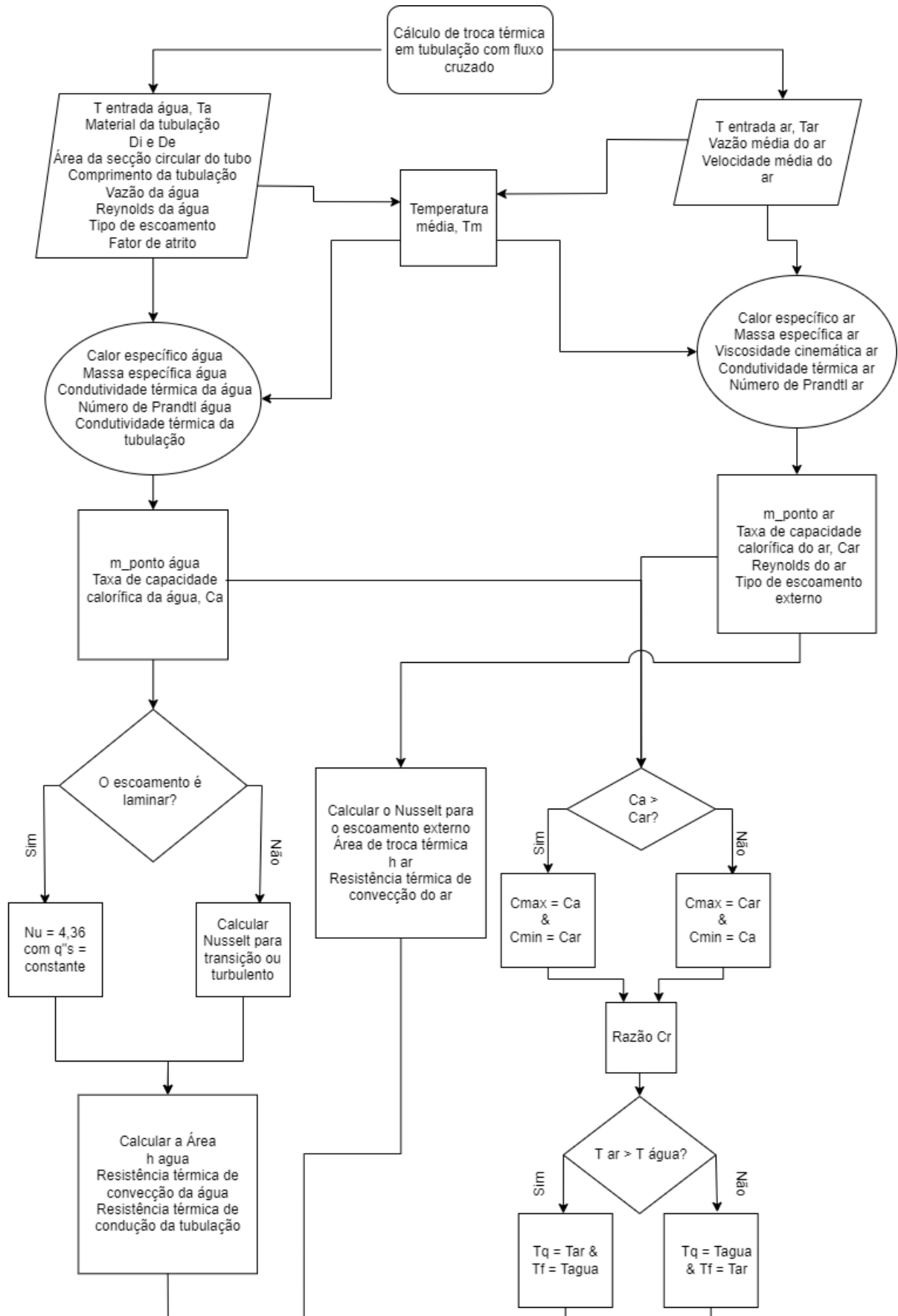
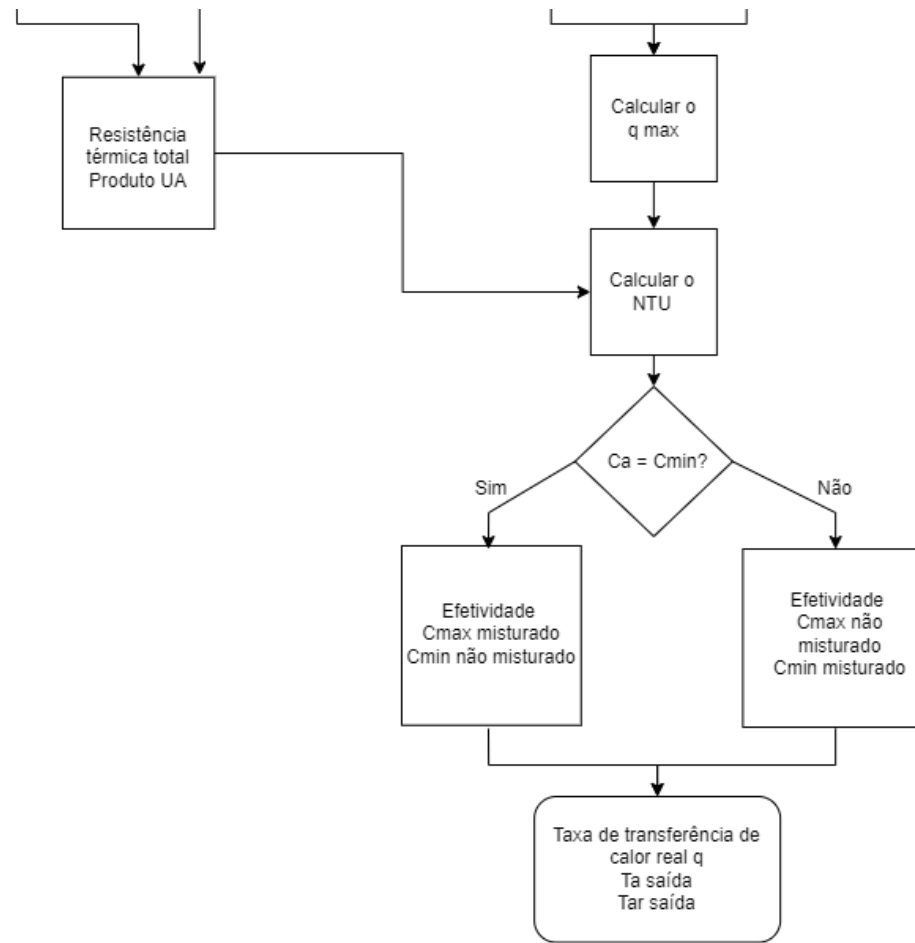


Figura 3.2 Fluxograma esquemático da implementação da troca térmica (conclusão)



Fonte: Aatoria própria.

3.3 IMPLEMENTAÇÃO DAS FÓRMULAS LÓGICAS, FERRAMENTAS E PROGRAMAÇÃO NO SOFTWARE *EXCEL*

As planilhas foram montadas no software licenciado Excel, de fácil acesso e uso amplo na indústria, com interface para o usuário escolher o tipo de fluido passante, inserir suas propriedades e escolher os componentes da tubulação.

As tabelas de propriedades da água, ar e óleo foram implementadas em abas ocultas e são baseadas na sessão 2 do 'GREEN, Perry's Chemical Engineers' Handbook, 9º edição, 2018' com as fontes:

- Massa específica da água, pg. 96;
- Massa específica de materiais, diversos pg. 124;
- Expansão térmica, pg. 135;
- Compressibilidade, pg. 144;
- Calor específico, pg. 156, 164;
- Calor específico óleos, pg. 185;
- Propriedades térmicas, pg. 478;
- Capacidade calorífica, pg. 490;
- Massa específica ar, pg. 497;
- Viscosidade óleos, pg. 504;
- Viscosidade líquidos, pg. 509;
- Condutividade térmica, pg. 510.

As entradas que são requisitadas ao usuário na planilha de perda de carga são baseadas em qual fluido é selecionado para o trabalho.

1) Na sessão da água:

- Diâmetro Nominal (D_n)
- Vazão volumétrica (Q_a)
- Temperatura de trabalho de entrada (T_a)
- Pressão de trabalho de entrada (P_a)
- Comprimento do trecho reto da tubulação (L)
- Material da tubulação
- Seleção dos elementos de tubulação e acoplamentos na aba de perda de carga localizada

2) Na sessão de óleo:

- Diâmetro Nominal (D_n)
- Vazão volumétrica (Q_o)
- Temperatura de trabalho de entrada (T_o)
- Pressão de trabalho de entrada (P_o)
- Temperatura de catálogo do óleo 1 (T_1)
- Temperatura de catálogo do óleo 2 (T_2)
- Temperatura de catálogo do óleo 3 (T_3)
- Viscosidade cinemática do óleo 1 (ν_1)
- Viscosidade cinemática do óleo 2 (ν_2)
- Viscosidade cinemática do óleo 3 (ν_3)
- Massa específica do óleo à temperatura de 15°C (ρ_{15})
- Comprimento do trecho reto da tubulação (L)
- Material da tubulação
- Seleção dos elementos de tubulação e acoplamentos na aba de perda de carga localizada

As entradas que são requisitadas ao usuário na planilha de troca térmica são apenas referentes ao ar que é o fluido de escoamento externo cruzado, as propriedades da tubulação e da água ou óleo são importadas da planilha de perda de carga.

1) Para o ar:

- Vazão volumétrica média do ar (Q_{ar})
- Temperatura média de entrada do ar (T_{ar})
- Pressão média de entrada do ar (P_{ar})
- Velocidade média de escoamento livre do ar (V_{ar})

A correção das propriedades do óleo é feita utilizando um botão que requer do usuário as propriedades de catálogo do óleo, as sete entradas requeridas são suficientes para ajustar a massa específica do óleo e para encontrar as constantes A, B e C da Equação de Vogel (eq. 2.1) e assim modelar a viscosidade cinemática do óleo para a temperatura de trabalho.

Para a resolução numérica do modelo de Vogel é utilizada a ferramenta *Solver* do *Excel*, que executa um algoritmo de minimização real para problemas de otimização. Como para cada duas entradas de temperatura e viscosidade dinâmica podemos reescrever a equação 2.1, no total temos três equações não lineares e não homogêneas com três constantes para

serem encontradas. Na figura 3.3 apresenta-se um exemplo do relatório interno gerado pelo *Solver* para este problema.

Figura 3.3 Exemplo de função objetivo para o modelo de correção de viscosidade utilizando a Equação de Vogel

33	Modelo de Vogel			Variáveis	
34	$\mu_0 - A e(B/T_0 - C) = 0$	[Pa.s]		A	0,00005
35	$\mu_1 - A e(B/T_1 - C) = 0$	6,403E-08		B	1057,43729
36	$\mu_2 - A e(B/T_2 - C) = 0$	6,77879E-10		C	153,30488
37	$\mu_3 - A e(B/T_3 - C) = 0$	1,59624E-10			
				Viscosidade dinâmica na temperatura de operação	
38	Função Objetivo				
39	eq 1 + eq 2 + eq 3 = 0	6,48675E-08		0,03941004	[Pa.s]

Fonte: Autoria própria.

A iteração do fator de atrito descrito na equação 2.7 é feito por atribuição de um valor inicial e iteração até um critério de convergência de $\pm 1.10E-5$. É utilizada a aba de desenvolvedor para programar esse loop lógico na linguagem Visual Basic nativa do software.

Todas as comparações e atribuições de variável descritas nos losangos dos fluxogramas são feitas usando a função SE. Todas as alocações de valores buscados em tabelas de propriedades foram feitas utilizando a função PROCV.

Ambas as planilhas estão disponibilizadas pelo autor no seguinte link:
<https://drive.google.com/drive/folders/1XASP6a2e16UKXx3R263BAmPx-dKe1nPn?usp=sharing>

4 RESULTADOS

4.1 RESULTADOS PARA A CORREÇÃO DE PROPRIEDADES DOS ÓLEOS

Para a verificação da correção das propriedades dos óleos foi utilizado como exemplo os dados do catálogo do óleo de lubrificação ‘Shell Tellus S2 M46’ apresentado na tabela 2. O número ‘46’ representa a viscosidade cinemática à 40°C em [cSt], sendo assim o índice considerado na norma ISO.

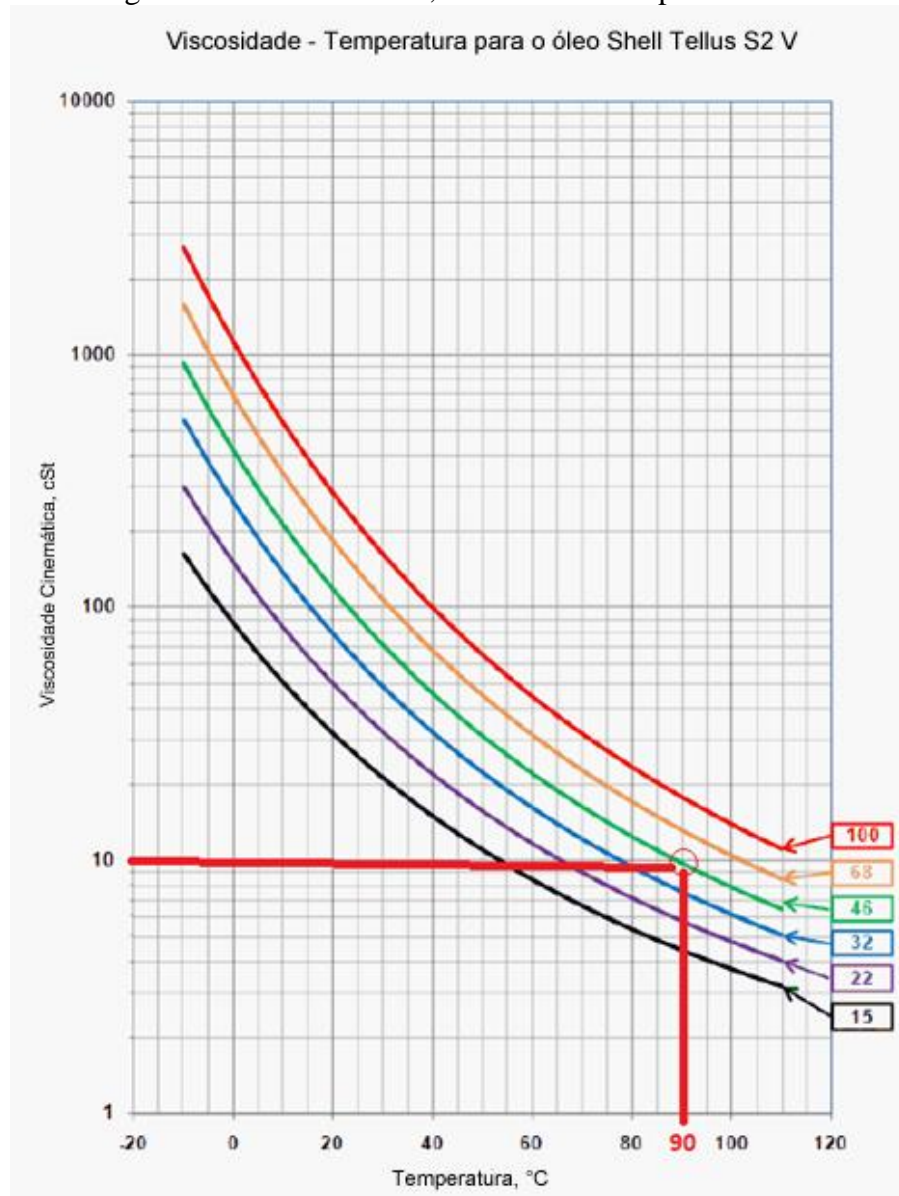
Tabela 2 Propriedades de entrada do catálogo Shell Tellus S2 M46

Propriedades		Método	Tellus S2 M 46
Grau de viscosidade ISO		ISO 3448	46
Viscosidade Cinemática	-20°C cSt	ASTM D445	2350
Viscosidade Cinemática	40°C cSt	ASTM D445	46
Viscosidade Cinemática	100°C cSt	ASTM D445	7,9
Índice de viscosidade		ISO 2909	143
Massa específica	15°C kg/m ³	ISSO 12185	872

Fonte: Catálogo Shell Tellus S2 M46 (2017), tradução livre do autor.

Na figura 4.1, retirada do catálogo da fabricante, é possível verificar a curva prevista de viscosidade cinemática de acordo com a temperatura. Na tabela 3 pode-se observar a solução numérica para o modelo de Vogel, retornando um valor de viscosidade cinemática para a temperatura de trabalho exemplificada.

Figura 4.1 Gráfico de previsão da curva de viscosidade cinemática x temperatura extraído do catálogo Shell Tellus S2 M46, com foco na temperatura de 90°C



Fonte: Catálogo Shell Tellus S2 M46 (2017), tradução livre do autor.

Tabela 3 Solução encontrada com o Solver para a temperatura operacional de 90°C para o óleo Shell Tellus S2 M46

Temperatura	[°C]	[K]
T	90	363,15
Viscosidade cinemática na temperatura de operação		
9,86172E-06	[m ² /s]	
9,86	[cSt]	

Fonte: Autoria própria.

Como pode se observar, o gráfico baseado em pontos experimentais fornecido pela fabricante no catálogo prevê uma viscosidade cinemática levemente abaixo de 10 [cSt] e o resultado para este ponto é 9,86 [cSt] baseado no modelo de Vogel.

Podemos observar que para a temperatura de catálogo de 100°C a viscosidade cinemática é de 7,9 [cSt], portanto os resultados previstos estão de acordo com os valores experimentais apresentados para este exemplo.

4.2 RESULTADOS PARA O CÁLCULO DE PERDA DE CARGA UTILIZANDO ÁGUA COMO EXEMPLO

Para verificar se os resultados obtidos na planilha de perda de carga utilizaremos um exemplo de livro texto base como comparativo.

Utilizando o exemplo 6.6 do livro ‘Mecânica Dos Fluidos’, Frank M. White, 6ª edição, 2011, pg. 377, dado pelo próprio Moody em seu artigo em 1944:

EXEMPLO 6.6¹

Calcule a perda de carga e a queda de pressão em 61 m de um tubo horizontal de ferro fundido asfaltado de 152 mm de diâmetro transportando água com uma velocidade média de 1,83 m/s.

Solução

- *Esboço do sistema:* Ver a Figura 6.7 para um tubo horizontal, com $\Delta z = 0$ e h_p proporcional a Δp .
- *Hipóteses:* Escoamento turbulento, tubo horizontal de ferro fundido asfaltado, $d = 0,152$ m, $L = 61$ m.
- *Abordagem:* Determine Re_d e e/d ; entre no diagrama de Moody, Figura 6.13; encontre f_e , em seguida, h_p , e Δp .
- *Valores das propriedades:* Da Tabela A.3 para água, $\rho = 998$ kg/m³, $\mu = 0,001$ kg/(m.s).
- *Passo 1 da solução:* Calcule Re_d , e a rugosidade relativa:

$$Re_d = \frac{\rho \cdot V \cdot d}{\mu} = \frac{(998) \cdot (1,83) \cdot (0,152)}{0,001} \approx 278000 (\text{turbulento})$$

Da Tabela 6.1, para ferro fundido asfaltado, $e = 0,12$ mm. Logo, calcula-se

$$e/d = (0,12 \text{ mm}) / (152 \text{ mm}) = 0,0008$$

- *Passo 2 da solução:* Determine o fator de atrito no diagrama de Moody ou na Equação (6.48). Se for usar o diagrama de Moody, Figura 6.13, você precisará de prática. Encontre a linha do lado direito para $e/d = 0,0008$ e siga por ela para a esquerda até interceptar a linha vertical para $Re \approx 2,78E5$. Leia, aproximadamente, $f \approx 0,02$ (ou calcule $f \approx 0,0198$ pela Equação (6.48), quem sabe usando o software EES).

• *Passo 3 da solução:* Calcule h_p pela Equação (6.10) e Δp pela Equação (6.8) para um tubo horizontal

$$h_p = \frac{f \cdot L \cdot V^2}{d \cdot 2 \cdot g} = (0,02) \cdot \frac{61}{0,152} \cdot \frac{1,83}{2 \cdot (9,81)} = 1,37m$$

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot h_p = (998) \cdot (9,81) \cdot (1,37) = 13413Pa$$

• *Comentários:* Ao dar esse exemplo, Moody afirmou que essa estimativa, mesmo para um tubo novo e limpo, podia ser considerada precisa até cerca de + 10% somente.

Na figura 4.2 está representado a resolução para o mesmo problema utilizando a planilha de cálculo de perda de carga.

Figura 4.2 Resolução encontrada pelo modelo do Excel

	Linha 1	
	Entrada	Saída
	Tubulação	Tubulação
Diâmetro da tubulação	150 DN	
Diâmetro (D)	0,15408 m	
Vazão volumétrica	122,85 m ³ /h	
Velocidade (V)	1,830 m/s	
Comprimento (L)	61 m	
Temperatura da água	20 °C	
Viscosidade cinemática (ν)	0,000001005 m ² /s	
Numero de Reynolds (Re)	280588,87	
Tipo de escoamento	Escoamento Muito Turbulento	
Material	Chapa ou ferro fundido asfaltado	
Coefficiente de Rugosidade (e)	0,000125 m	
Coef. D'arcy-Weisbach (f)	0,019833	Calcul
Perda de Carga DW	1,31236 mCA	

Fonte: Autoria própria.

A diferença percentual de 4,2% no valor de perda de carga calculado se refere a diferenças nos valores assumidos para a rugosidade, dimensões padrões da tubulação (que variam de acordo com a norma). Os dados utilizados na planilha são mais precisos e com várias casas decimais, tendo assim um resultado mais confiável.

4.3 RESULTADOS PARA O CÁLCULO DE TROCA TÉRMICA UTILIZANDO ÁGUA COMO EXEMPLO

Como o modelamento de troca térmica neste processo é para um caso específico, não existe no livro texto Fundamentos de transferência de calor e massa, 7ª edição, 2014, um exemplo parecido que envolve achar as temperaturas de saída e a taxa de transferência de calor real para o caso de um tubo de passe único com escoamento cruzado.

O exemplo 11.4, utilizando tubo aletado de passe único com escoamento cruzado será utilizado para ilustrar a metodologia e os resultados:

EXEMPLO 11.4

Considere o projeto do trocador de calor do Exemplo 11.3, ou seja, de um trocador com tubos aletados e escoamento cruzado, com um coeficiente global de transferência de calor e área no lado do gás $100 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ e 40 m^2 , respectivamente. A vazão mássica e a temperatura de entrada da água permanecem iguais a 1 kg/s e 35°C . Entretanto, uma mudança nas condições operacionais do gerador de gases quentes faz com que os gases passem a entrar no trocador de calor a uma vazão de $1,5 \text{ kg/s}$ e a uma temperatura de 250°C . Qual é a taxa de transferência de calor no trocador e quais são as temperaturas de saída do gás e da água?

SOLUÇÃO

Dados: Condições de entrada dos fluidos quente e frio em um trocador de calor com tubos aletados e escoamento cruzado, com área de transferência de calor e coeficiente global de transferência de calor conhecidos.

Achar: Taxa de transferência de calor e temperatura de saída dos fluidos.

Análise: O problema pode ser classificado como um problema de cálculo do desempenho de um trocador de calor. As taxas de capacidades caloríficas são

$$C_f = \dot{m}_f \cdot C_{p,f} = 1 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \cdot 4197 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] = 4197 \left[\frac{\text{W}}{\text{K}} \right]$$

$$C_q = \dot{m}_q \cdot C_{p,q} = 1,5 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \cdot 1000 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] = 1500 \left[\frac{\text{W}}{\text{K}} \right] = C_{min}$$

Situação na qual

$$Cr = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{1500}{4197} = 0,357$$

O número de unidades de transferência é

$$NTU = \frac{U_q \cdot A_q}{C_{min}} = \frac{100 \cdot 40}{1500} = 2,67$$

Com base na Figura 11.14, a efetividade do trocador de calor é então $\varepsilon \approx 0,82$ e, a partir da Equação 11.18, a taxa de transferência de calor máxima possível é

$$q = \varepsilon \cdot q_{max} = (0,82) \cdot (3,23 \cdot 10^5) [\text{W}] = 2,65 \cdot 10^5 [\text{W}]$$

Assim, com base na definição de ε , Equação 11.19, a taxa de transferência de calor real é Agora, torna-se uma questão simples a determinação das temperaturas de saída a partir dos balanços de energia globais. Usando a Equação 11.6b

$$T_{q,sai} = T_{q,entra} - \frac{q}{\dot{m}_q \cdot C_{p,q}} = 250[^\circ\text{C}] - \frac{2,65 \cdot 10^5 [\text{W}]}{1500 \left[\frac{\text{W}}{\text{K}} \right]} = 73,3[^\circ\text{C}]$$

E a Equação 11.7b

$$T_{f,sai} = T_{f,entra} + \frac{q}{\dot{m}_f \cdot C_{p,f}} = 35[^\circ\text{C}] + \frac{2,65 \cdot 10^5 [\text{W}]}{4197 \left[\frac{\text{W}}{\text{K}} \right]} = 98,1[^\circ\text{C}]$$

Esta é exatamente a metodologia utilizada no fluxograma apresentado na figura 3.2. Na figura 4.3 está descrito o resultado das temperaturas de saída e taxa de transferência de calor real usando como base o exemplo 6.6 e utilizando como inputs os resultados calculados mostrados na figura 4.4. Foi utilizado:

- Temperatura média de entrada do ar $T_{ar,entrada} = 80 [^\circ\text{C}]$
- Velocidade média de entrada do ar $V_{ar} = 2 [\text{m/s}]$
- Vazão volumétrica média do ar $= 800 [\text{m}^3/\text{h}]$

Portanto o ar é o fluido quente e a água é o fluido frio, sendo assim:

Figura 4.3 Resolução encontrada pelo modelo do Excel para a troca térmica

Grandeza	Unidade
Taxa real de transferência de calor (q)	
13,37	W
Temperatura de saída do fluido frio (Ts,f)	
21,09	°C
Temperatura de saída do fluido quente (Ts,q)	
20,88	°C

Fonte: Autoria própria.

O resultado foi conferido manualmente e está de acordo com o que é previsto pela metodologia empregada.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho realizou uma extensa revisão bibliográfica para embasar as metodologias discutidas e implementá-las em duas planilhas para realizar uma análise completa de propriedades dos fluidos, perda de carga, taxa de transferência de calor e temperaturas de saída para cada trecho especificado pelo usuário. Se as análises forem realizadas de forma separada, podem agregar erros de grande magnitude, além de não prezar por uma metodologia única e sequencial que garante mais precisão para os resultados obtidos.

Com a implementação das metodologias consagradas para as análises feitas, é possível a redução do tempo de elaboração, cálculo, adequação e conferência de resultados de 20 horas (em um pior caso, onde se têm elementos não convencionais e óleo em temperatura fora do catálogo) para 30 minutos.

A ferramenta Excel é muito utilizada na indústria e é de fácil acesso, propícia para utilização visual onde o usuário entende o que está sendo feito e ao mesmo tempo eficiente na computação dos cálculos e funções lógicas.

Os resultados condizem com a literatura, tendo uma precisão maior por ser feito de forma integrada e automatizada, tornando assim essas duas ferramentas muito úteis e convenientes para um usuário que esteja fazendo projetos de tubulação e sistemas hidráulicos.

REFERÊNCIAS

BERGMAN, T. L. *et al.* **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

BLEVINS, R. D. **Flow-induced vibration**. 2nd ed. [S. l.]: Van Nostrand Reinhold, 1990.

CHRISTENSEN, B. A. Limitations and proper use of the Hazen-Williams equation by C. P. Liou. **Journal of Hydraulic Engineering**, [s. l.], v. 126, p. 167-168, Fevereiro 2000.

COLEBOOK, C. F. Experiments with fluid friction in roughened pipes. **Proceedings of the Royal Society of London**, Londres, p. 367-381, 1937.

CONNOR, N. **O que é perda de cabeça** – perda de pressão – definição. [S. l.], 2 fev. 2020. Disponível em: <https://www.thermal-engineering.org/pt-br/o-que-e-perda-de-cabeca-perda-de-pressao-definicao/>. Acesso em: 19 dez. 2021.

GREEN, D. W. *et al.* **Perry's chemical engineers'**: handbook. 9th ed. Estados Unidos: McGraw-Hill Education, 2019. 5293 p. ISBN 978-0-07-183409-4. *E-book*.

KNEŽEVIĆ, D.; SAVIĆ, V. Mathematical modeling of changing of dynamic viscosity, as a function of temperature and pressure, of mineral oils for hydraulic systems. **Facta universitatis: mechanical engineering**, [s. l.], v. 4, p. 27-34, 2006.

RONQUILLO, R. **Understanding heat exchangers**. [S. l.], [2020?]. Available from: <https://www.thomasnet.com/articles/process-equipment/understanding-heat-exchangers/%20-%20crossflow%20heat%20exchanger/>. Access in: 19 dez. 2021.

SHELL, **Shell Tellus S2 M46**, 2017. Disponível em: <https://shell-livedocs.com/data/published/pt-BR/2af104bd-dc44-4f82-8616-36d06eb7e251.pdf> Acesso em: 22 dez. 2021.

STACHOWIAK, G. W. *et al.* **Engineering tribology**. 3rd ed. Estados Unidos: Elsevier Inc., 2005.

TAT, M. E.; VAN GERPEN, J. H. The specific gravity of biodiesel and its blends with diesel fuel. **Journal of the American Oil Chemists Society**, Estados Unidos, 77th ed, p. 115-119, Fevereiro 2000. DOI <https://doi.org/10.1007/s11746-000-0019-3>. Access in: 19 dez. 2021.

THE PROCESS PIPING., **Overview to piping engineering**. [S. l.], 2018. Available from: <https://www.theprocesspiping.com/overview-to-piping-engineering/>. Access in: 19 dez. 2021.

WHITE, F. M. **Mecânica dos fluidos**. 6. ed. São Paulo: AMGH, 2011.