

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS**

FERNANDO DAL CASTEL

**DIMENSIONAMENTO DA ÁREA DE TROCA TÉRMICA ENTRE OS FLUIDOS
VINHO E REFRIGERANTE PROPILENOGLICOL UTILIZANDO UM TROCADOR
DE CALOR DUPLO TUBO**

BENTO GONÇALVES

2023

FERNANDO DAL CASTEL

**DIMENSIONAMENTO DA ÁREA DE TROCA TÉRMICA ENTRE OS FLUIDOS
VINHO E REFRIGERANTE PROPILENOGLICOL UTILIZANDO UM TROCADOR
DE CALOR DUPLO TUBO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador Prof. MSc. Eng. Marcelo Dall'Onder Michelin

BENTO GONÇALVES

2023

FERNANDO DAL CASTEL

**DIMENSIONAMENTO DA ÁREA DE TROCA TÉRMICA ENTRE OS FLUIDOS
VINHO E REFRIGERANTE PROPILENOGLICOL UTILIZANDO UM TROCADOR
DE CALOR DUPLO TUBO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador Prof. MSc. Eng. Marcelo Dall'Onder Michelin

Aprovado em [Clique ou toque aqui para inserir uma data.](#)

Banca Examinadora

Prof. MSc. Eng. Marcelo Dall'Onder Michelin
Orientador Universidade de Caxias do Sul

Prof. Dr. Matheus Poletto
Universidade de Caxias do Sul

Prof. Dr. Eng. Giovani Dambros Telli
Universidade de Caxias do Sul

RESUMO

A estabilização tartárica é um processo químico utilizado na produção de vinhos para evitar a formação de precipitados indesejáveis. Este trabalho tem por objetivo um estudo de caso para o dimensionamento da área de troca térmica de um trocador de calor duplo tubo no processo de vinificação. Este estudo foi realizado em uma vinícola situada na serra gaúcha, na cidade de Bento Gonçalves. Um balanço de energia entre os fluidos é utilizado para se obter a vazão volumétrica do fluido propilenoglicol e, com a taxa de transferência de calor será obtido a área de troca térmica e o comprimento do trocador de calor duplo tubo. Equacionamentos de perda de pressão serão utilizados para o selecionamento de bombas para realizar os escoamentos dos fluidos. O trabalho demonstra que a vazão volumétrica necessária para o processo é de 44,13 m³/h para o fluido propilenoglicol. A área de troca térmica do trocador de calor duplo tubo é de 18,19m². A perda de pressão no tubo interno do trocador de calor é de 0,012 MPa e a perda de pressão total do sistema do fluido vinho é de 0,172 MPa. Na região anelar do trocador de calor é de 0,331 MPa e no sistema do fluido propilenoglicol de 0,405 MPa. Os objetivos propostos do trabalho foram alcançados plenamente, assim, o investimento total necessário para atender o estudo de caso é no valor de R\$ 147.402,00 (cento e quarenta e sete mil quatrocentos e dois reais).

Palavras-chaves: trocador de calor, vazão, temperatura, viscosidade, calor específico, perda de carga, área de troca térmica.

ABSTRACT

Tartaric stabilization is a chemical process used in wine production to prevent the formation of undesirable precipitates. The aim of this work is to carry out a case study to size the heat exchange area of a double tube heat exchanger in the winemaking process. This study was carried out in a winery located in the hills of Rio Grande do Sul, in the city of Bento Gonçalves. An energy balance between the fluids is used to obtain the volumetric flow rate of the propylene glycol fluid and, with the heat transfer rate, the heat exchange area and the length of the double tube heat exchanger will be obtained. Pressure loss equations will be used to select pumps for fluid flow. The work shows that the volumetric flow rate required for the process is 44.13 m³/h for the propylene glycol fluid. The heat exchange area of the double tube heat exchanger is 18.19m². The pressure loss in the inner tube of the heat exchanger is 0,012 MPa and the total pressure loss of the wine fluid system is 0,172 MPa. In the annular region of the heat exchanger it is 0,331 MPa and in the propylene glycol fluid system it is 0,405 MPa. The proposed objectives of the work were fully achieved, so the total investment required to complete the case study is R\$147,402.00 (one hundred and forty-seven thousand four hundred and two reais).

Keywords: heat exchanger, flow rate, temperature, viscosity, specific heat, pressure drop, heat exchange area.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Diferentes regimes de escoamento e perfis de temperatura associados a um trocador de calor duplo tubo.....	16
Figura 2 - Configuração de trocador casco e tubo com um passe no casco e dois passes nos tubos.....	17
Figura 3 - Montagem estrutural e fluxos de escoamento de um trocador de calor a placas.....	18
Figura 4 - Diferentes tipos de configurações dos trocadores de calor compactos.....	19
Figura 5 - Velocidade média através de uma seção transversal de um tubo circular.....	20
Figura 6 - Redução de pressão x deslocamento em um tubo horizontal.....	21
Figura 7 - Trocadores de calor duplo tubo em séries.....	23
Figura 8 - Superfícies de transferência de calor associadas a uma rede de resistência térmica.....	29
Figura 9 - Perfis de temperaturas para trocadores de calor em contracorrente.....	34
Figura 10 - Efetividade de um trocador de calor de escoamento cruzado com um passe, com os dois fluidos não misturados.....	35
Figura 11 - Trocador de calor duplo tubo composto por um grampo (hairpin).....	39
Figura 12 – Fluxograma.....	40
Figura 13 - Esquema do trocador de calor duplo tubo em escoamento Contracorrente.....	41
Figura 14 - Sistema de instalação das tubulações dos fluidos.....	46

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Números de Nusselt para escoamento laminar plenamente desenvolvido com uma superfície termicamente isolada e a outra a uma temperatura constante.	27
Tabela 2 – Fatores de incrustação representativos (resistência térmica devida à incrustação para unidade de superfície).....	30
Tabela 3 – Regime de trabalho dos fluidos e diâmetro das tubulações do trocador de calor duplo tubo.....	37
Tabela 4 – Propriedades dos fluidos vinho (água) e propilenoglicol.....	37
Tabela 5 – Síntese dos resultados obtidos.....	50

LISTA DE SÍMBOLOS

\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
\dot{V}	Vazão volumétrica	[m ³ /h]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
u_m	Velocidade média	[m/s]
A	Área	[m ²]
Re	Número de Reynolds	[-]
Nu	Número de Nusselt	[-]
Pr	Número de Prandtl	[-]
D	Diâmetro	[m]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
μ	Viscosidade dinâmica	[N.s/m ²]
f	Fator de atrito	[-]
Δp	Variação de pressão	[N/m ²]
L	Comprimento	[m]
h_L	Perda de carga do acessório	[N/m ²]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
K	Constante de atrito	[-]
$\frac{dT}{dx}$	Variação da temperatura em função da variação espessura	[K/m]
dq	Quantidade de calor trocada	[J]
k	Condutividade térmica	[W/m.K]
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[W/m ² .K]
T	Temperatura	[°C]
D_h	Diâmetro hidráulico	[m]
C_p	Calor específico	[J/kg.K]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	[W]
ΔT_{ml}	Média logarítmica das diferenças de temperaturas	[°C]
C	Capacidade térmica	[W]
ε	Efetividade	[-]
NUT	Número de unidades de transferência de calor	[-]
U	Coefficiente global de transferência de calor	[W/m ² .K]
R_d	Fator de deposição	[m ² K/W]

LISTA DE SUBÍNDICES

<i>s</i>	Superfície
<i>e</i>	Externo
<i>i</i>	Interno
<i>ent</i>	Entrada
<i>sai</i>	Saída
<i>conv</i>	Convecção
<i>q</i>	Quente
<i>f</i>	Frio
<i>eq</i>	Equivalente

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	12
1.1 JUSTIFICATIVA	13
1.2 OBJETIVOS.....	13
1.2.1 Objetivo geral	14
1.2.2 Objetivos específicos	14
2. REFERENCIAL TEÓRICO	15
2.1 PRINCIPAIS TIPOS DE TROCADORES DE CALOR.....	15
2.1.1 Trocadores de calor duplo tubo	15
2.1.2 Trocadores de calor casco e tubo	16
2.1.3 Trocadores de calor de placas	17
2.1.4 Trocadores de calor compactos	18
2.2 ESCOAMENTO LAMINAR E TURBULENTO EM TUBOS CIRCULARES	19
2.2.1 Fator de atrito e perda de pressão em um escoamento interno	21
2.3 TRANSFERÊNCIAS DE CALOR	24
2.3.1 Transferência de calor por condução	25
2.3.2 Transferência de calor por convecção	25
2.3.3 Correlação de convecção em escoamentos laminares e turbulentos	26
2.4 ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR.....	28
2.4.1 Coeficiente global de transferência de calor	28
2.4.2 Método da média logarítmica das diferenças de temperaturas (ΔT_{ml})	31
2.4.3 Método da efetividade – NUT	33
3. METODOLOGIA	36
3.1 UNIDADE DE ANÁLISE	36
3.2 DADOS DE ENTRADA.....	36
3.3 MÉTODO	37
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	41
4.1 MEMORIAL DE CÁLCULOS.....	41
5. CONCLUSÃO	51

REFERÊNCIAS	53
ANEXO A	55
ANEXO B	56
ANEXO C	57
ANEXO D	58
ANEXO E	59
ANEXO F.....	60
ANEXO G	61
ANEXO H	62
ANEXO I.....	63
ANEXO J.....	64

1. INTRODUÇÃO

A estabilização tartárica é um processo químico utilizado na produção de vinhos de boa qualidade, evitando o inconveniente da precipitação de cristais de ácido tartárico, que afetaria negativamente a percepção do produto por parte do consumidor. O efeito das temperaturas frias, em torno de 5°C, pode estabilizar todos os tipos de vinhos, mesmo os vinhos gaseificados, os vinhos com elevado teor alcoólicos e os vinhos com elevada concentração de compostos corantes. Após a terceira trasfega, ou seja, transferência de vinho de um reservatório para outro, ou antes, do engarrafamento, é feita a estabilização tartárica. Como os cristais decantam no inverno, essa estabilização acontece naturalmente, mas para acelerar o processo utiliza-se trocadores de calor.

Trocadores de calor são equipamentos que realizam a operação de troca térmica entre dois fluidos, possibilitando, por exemplo, o resfriamento e o aquecimento de fluidos. Nesta abordagem os fluidos estão separados por uma parede, na maioria dos casos, metálica. Assim, estão excluídos dessa definição os equipamentos que realizam o aquecimento de fluidos através de contato direto com chama ou que realizam mudança de temperatura pela mistura de duas correntes. No trocador de calor, o fluido quente é aquele que fornece calor, e se não houver mudança de fase se resfriará. O fluido frio é aquele que recebe calor, e se não houver mudança de fase se aquecerá (ARAÚJO, 2002).

Os principais objetivos do projeto térmico de trocadores de calor são a determinação da área de troca térmica e da configuração necessária para transferir a taxa total de calor, também chamada carga térmica ou capacidade térmica, de um fluido aquecido (ou resfriado) para outro fluido, em vazões e temperaturas estabelecidas por condições operacionais (MOREIRA E AGUILAR, 2022).

Os trocadores de calor geralmente são dispositivos ou sistemas que transferem calor de um fluido escoando para outro. Os fluidos podem ser líquidos ou gasosos e, em alguns trocadores, é possível escoar mais de dois fluidos. Esses dispositivos podem ter uma estrutura tubular, dos quais os trocadores de tubo duplo, de casco e tubo são os mais comuns, ou uma estrutura de placas empilhadas, que inclui um trocador compacto e de placas, entre outras configurações (KREITH, *et al.* 2015).

Tendo em vista a grande gama de vinícolas instaladas na região da Serra Gaúcha, e da necessidade de produzir produtos com excelência, como: vinhos, sucos, espumantes e derivados, existe a necessidade da utilização de trocadores de calor em seus processos para atingir a qualidade exigida de seus clientes. Este trabalho tem por objetivo dimensionar a área de troca térmica entre o fluido vinho e o fluido refrigerante secundário propilenoglicol utilizando um trocador de calor duplo tubo com escoamento contracorrente.

1.1 JUSTIFICATIVA

Com a necessidade de acelerar processos de vinificação sem alterar as características do produto e principalmente dispor de um processo eficaz, a área de troca térmica de um trocador de calor é muito importante para redução rápida de temperatura. Estes equipamentos são de alto custo e devem ser dimensionados adequadamente para o seu propósito realizando a troca térmica dentro do tempo necessário.

A escolha de utilizar um trocador de calor duplo tubo em vinícolas para o resfriamento de vinhos, mesmo sabendo que seu projeto demanda de um espaço físico maior ao comparado por exemplo de um trocador de calor a placas se deve pelo fato da versatilidade futura de escoar pelo tubo interno outro fluido como uva desengaçada, ou seja, grãos de uvas e mosto. No trocador de calor a placas isso não seria possível devido a pequena passagem entre uma placa e outra que, ocasionaria a obstrução do escoamento e a inviabilidade do projeto. Assim, este estudo se destina exclusivamente para dados de entrada com os fluidos vinho e propilenoglicol.

1.2 OBJETIVOS

Nesta abordagem serão apresentados o objetivo geral e específicos do trabalho.

1.2.1 Objetivo geral

Dimensionar a área de troca térmica de um trocador de calor duplo tubo em escoamento contracorrente, bem como, os acessórios para o escoamento dos fluidos. Diante disso, antecipar a precipitação tartárica para atender a grande demanda de produtos vendidos em qualquer período do ano. Para atingir este propósito resfria-se o fluido vinho de 25°C para 5°C utilizando o fluido refrigerante secundário propilenoglicol com regime de trabalho na entrada -5°C e 0°C na sua saída.

Objetivos específicos

- a. Determinar a vazão volumétrica do fluido refrigerante propilenoglicol;
- b. Utilizar o método das diferenças logarítmicas MLTD para determinar a área superficial de troca térmica entre os fluidos;
- c. Determinar a perda de carga na região interna do tubo do trocador de calor duplo tubo;
- d. Determinar a perda de carga na região anelar do trocador de calor duplo tubo;
- e. Selecionamento de motobombas para o escoamento dos fluidos vinho e refrigerante propilenoglicol.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo é abordado todo o referencial teórico necessário para o desenvolvimento do trabalho.

2.1 PRINCIPAIS TIPOS DE TROCADORES DE CALOR

Segundo Çengel e Ghajar (2009), a tentativa de combinar os dispositivos de transferência de calor com os requisitos de transferência de calor dentro das restrições especificadas resultou em vários tipos de projetos inovadores de trocadores de calor. Diferentes aplicações de transferência de calor requerem diferentes tipos de dispositivos e configurações de equipamentos de transferência de calor.

Araújo (2002), cita que entre os principais tipos de trocadores de calor, em termos de sua geometria, destacam-se:

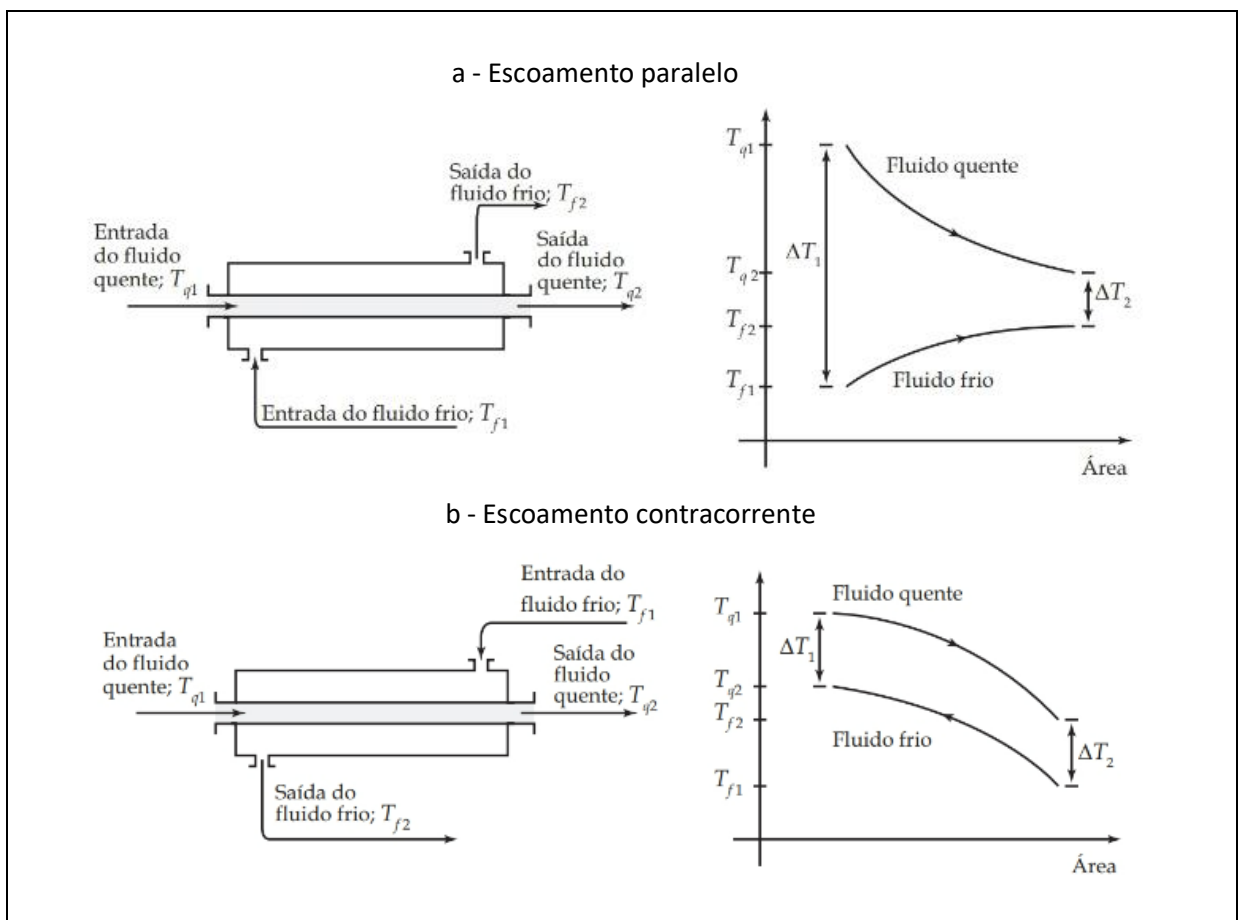
- Duplo tubo;
- Casco e tubo;
- Placas;
- Trocadores compactos.

2.1.1 Trocadores de calor duplo tubo

O tipo mais simples de trocador de calor é constituído por dois tubos concêntricos de diâmetros diferentes, como mostrado na Figura 1, chamado trocador de calor de tubo duplo. Um fluido no trocador de calor de tubo duplo escoar através do tubo menor, enquanto o outro escoar através do espaço anelar entre os dois tubos. Dois tipos de arranjo de escoamento são possíveis no trocador de calor de tubo duplo: no escoamento paralelo, em (a), os fluidos quente e frio entram no trocador de calor na mesma extremidade e avançam na mesma direção. No escoamento contracorrente, em (b), os fluidos quente e frio entram no trocador de calor em extremos opostos e escoam em direções opostas (ÇENGEL E GHAJAR, 2009).

Segundo Welt, *et al.* (2017), o arranjo de escoamento paralelo, as temperaturas de saída dos fluidos quente e frio, se aproximam do mesmo valor. No arranjo em contracorrente, é possível que o fluido quente saia do trocador a uma temperatura abaixo daquela de saída do fluido frio, um caso de transferência total de energia por unidade de área de superfície de trocador de calor que, no trocador de calor em escoamento paralelo não seria possível obter, logo, a configuração do escoamento em contracorrente de arranjo com uma única passagem é mais desejável e eficiente.

Figura 1 - Diferentes regimes de escoamento e perfis de temperatura associados a um trocador de calor duplo tubo.



Fonte: Coelho (2016)

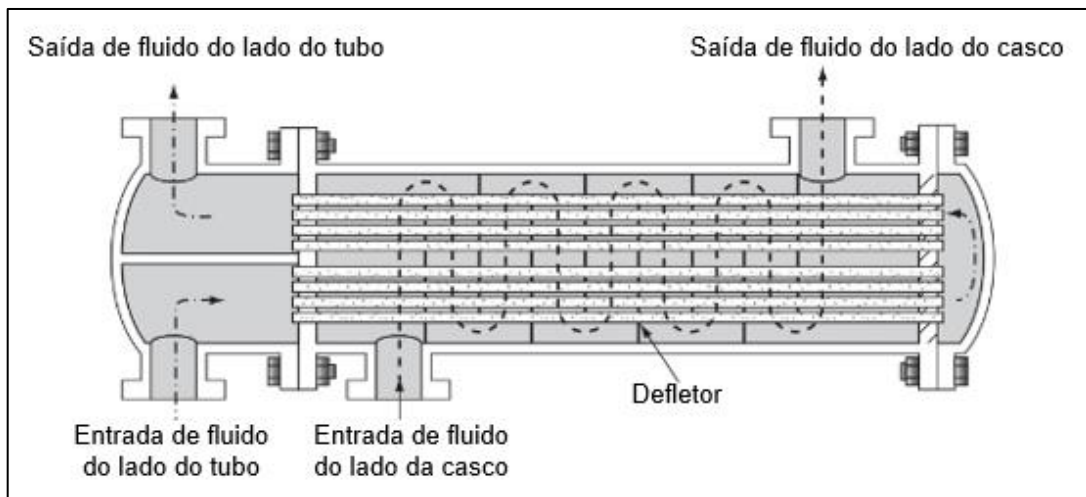
2.1.2 Trocadores de calor casco e tubo

De acordo com Kreith, *et al.* (2015), um tipo de trocador de calor muito utilizado na indústria química e de processamento é o arranjo de casco e tubo. O fluido é forçado a escoar sobre os tubos e não ao longo deles, pois pode ser obtido um maior

coeficiente de transferência de calor no fluxo transversal do que no fluxo paralelo aos tubos. Para atingir um fluxo transversal no lado do casco, insere-se defletores. A Figura 2 mostra uma configuração de trocador casco e tubo com um passe no casco e dois passes nos tubos.

Para Araújo (2002), o trocador de calor casco e tubo pode ser utilizado para amplas faixas de vazão, temperatura e pressão. Normalmente, é o único tipo que pode ser aplicado a processos que necessitam de grandes áreas de troca de calor (acima de 5.000m^2), pressões acima de 30 bar e temperaturas superiores a 260°C . Pode ser construído com diferentes materiais, possibilitando a operação com fluidos corrosivos.

Figura 2 - Configuração de trocador casco e tubo com um passe no casco e dois passes nos tubos.



Fonte: Kreith, *et al.* (2015)

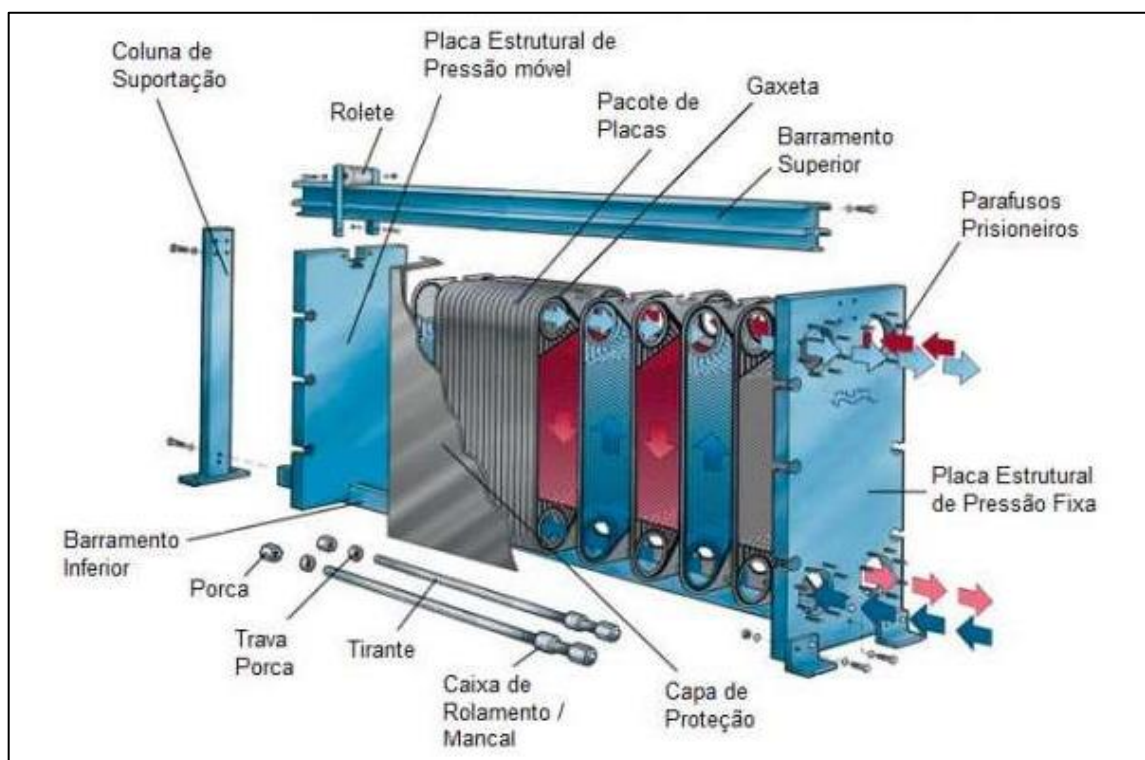
2.1.3 Trocadores de calor de placas

Os trocadores de calor de placas são aqueles nos quais se promove a transferência de calor entre dois fluidos que escoam separados por placas paralelas. São equipamentos utilizados em menor escala na indústria, quando comparados aos trocadores casco e tubos. Quando adequadamente selecionados, estes trocadores são extremamente eficientes e de fácil manutenção (COELHO, 2016).

Segundo Araújo (2002), os trocadores de placas foram introduzidos na década de 1930 na indústria alimentícia devido à facilidade de limpeza. A partir da década de 1960, houve um grande impulso e desenvolvimento, ampliando seu raio de atuação,

atualmente, compete em setores que historicamente utilizam outros tipos de trocadores. Canais são formados entre placas adjacentes através das quais os fluidos escoam, a troca de calor ocorre através de cada placa, de um lado fica o fluido frio e do outro o quente. A montagem consiste em um suporte onde placas metálicas independentes, apoiadas em barras, são fixadas por compressão, entre uma extremidade móvel e outra fixa. A Figura 3 mostra montagens típicas com a estrutura e fluxos de escoamento de um trocador de placas.

Figura 3 – Montagem estrutural e fluxos de escoamento de um trocador de calor a placas.



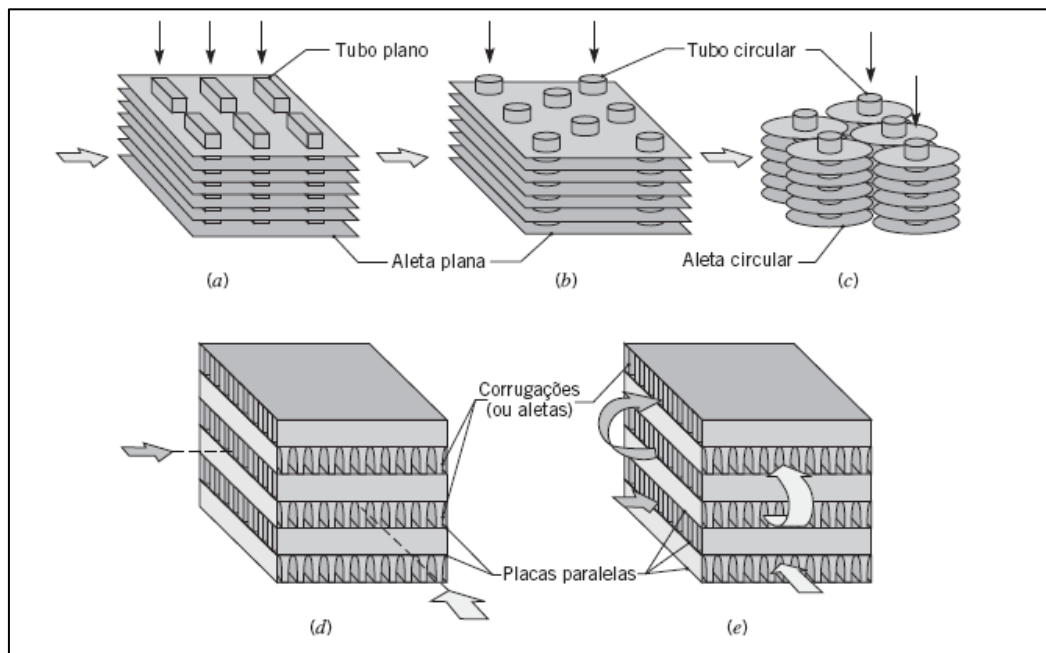
Fonte: alfalaval.com.br

2.1.4 Trocadores de calor compactos

Para Incropera (2019), trocadores de calor compactos possuem conjuntos densos de tubos aletados ou placas. Eles são utilizados quando pelo menos um dos fluidos é um gás e, portanto, são caracterizados por um pequeno coeficiente de convecção. Esses dispositivos são utilizados para alcançar superfícies de transferência de calor muito grandes (maiores que $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para líquidos e maiores que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para gases) por unidade de volume. A Figura 4 mostra diferentes tipos

de configurações dos trocadores de calor compactos com tubos e aletas planas ou circulares em (a), (b), (c) e trocadores de placas paralelas, podendo ser aletados ou corrugados de um único passe em (d) e de vários passes como em (e).

Figura 4 - Diferentes tipos de configurações dos trocadores de calor compactos.



Fonte: Incropera (2019)

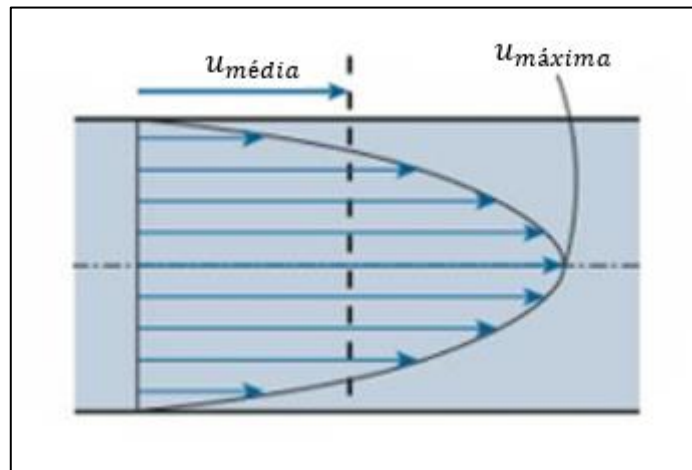
2.2 ESCOAMENTO LAMINAR E TURBULENTO EM TUBOS CIRCULARES

Segundo Incropera (2019), quando o fluido entra em contato com a superfície, os efeitos viscosos tornam-se importantes e uma camada limite se desenvolve à medida que o comprimento aumenta. Esse desenvolvimento ocorre às custas do encolhimento da região de escoamento não viscoso e termina com a fusão da camada limite no eixo central do tubo. Diz-se então que o fluxo está plenamente desenvolvido. No escoamento laminar em um tubo circular, o perfil de velocidades na região de escoamento plenamente desenvolvido é parabólico. No escoamento turbulento, o perfil de velocidades é mais achatado em razão da mistura turbulenta na direção radial.

Para Çengel e Ghajar (2009), é conveniente trabalhar com uma velocidade média u_m , que se mantém constante para escoamento incompressível quando a área

transversal do tubo é uniforme, pois a velocidade muda de zero na superfície do tubo, em decorrência da condição de não deslizamento, até o máximo no centro do tubo conforme demonstrado na Figura 5.

Figura 5 - Velocidade média através de uma seção transversal de um tubo circular.



Fonte: Çengel e Ghajar (2009)

Na Equação 1 o valor da velocidade média na seção transversal do tubo é determinado a partir o princípio da conservação da massa.

$$\dot{m} = \rho u_m A_c \quad (1)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica [kg/s], ρ é a massa específica [kg/m³], u_m é a velocidade média [m/s], A_c é a área da seção transversal [m²].

A vazão volumétrica é dada pela Equação 2.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (2)$$

Para um escoamento em tubo circular, o número de Reynolds é definido conforme a Equação 3.

$$Re = \frac{u_m D_h}{\nu} = \frac{\rho u_m D_h}{\mu} = \frac{\rho D_h}{\mu} \left(\frac{\dot{m}}{\rho \pi D_h^2 / 4} \right) = \frac{4 \dot{m}}{\mu \pi D_h} \quad (3)$$

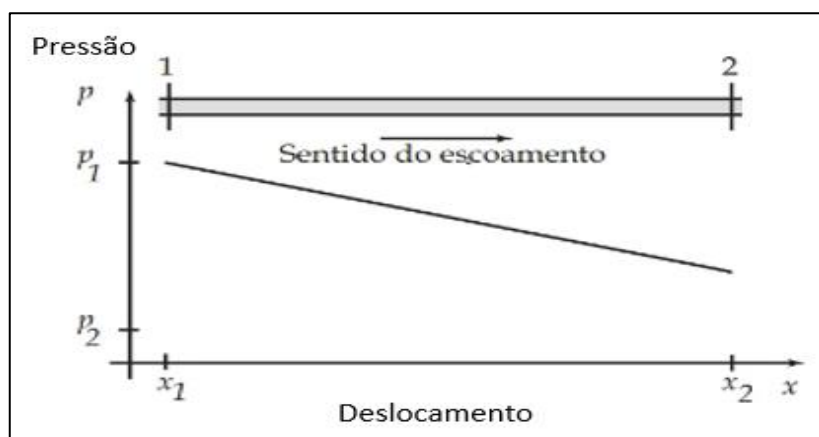
onde u_m é a velocidade média [m/s], D_h é o diâmetro do tubo [m], ν é a viscosidade cinemática do fluido [m²/s], μ é a viscosidade dinâmica do fluido [N.s/m²].

Conforme Çengel e Ghajar (2009), a passagem do escoamento laminar para turbulento está relacionada com grau de perturbação do escoamento pela rugosidade superficial, pelas vibrações do tubo e pelas flutuações do escoamento, assim, para $Re < 2.300$ o escoamento é laminar, $Re > 10.000$ completamente turbulento e de transição entre os dois. Em muitos casos, adotando uma abordagem mais conservadora para dimensionamento de potência de bombas e redes de tubulações com $Re > 4.000$ torna-se turbulento.

2.2.1 Fator de atrito e perda de pressão em um escoamento interno

Na medida em que um escoamento ocorre no interior de um duto horizontal, observa-se a redução da pressão do fluido ao longo do tubo. Essa redução de pressão se deve ao fato de que ocorre atrito entre a massa fluida e a superfície interna do duto, (COELHO, 2016). A Figura 6 demonstra a redução de pressão em tubo horizontal.

Figura 6 – Redução de pressão vs. deslocamento em um tubo horizontal.



Fonte: Coelho (2016)

Segundo Incropera (2019), para determinar a queda de pressão, é conveniente trabalhar com o *fator de atrito de Moody* ou de Darcy, um parâmetro adimensional que para o escoamento laminar plenamente desenvolvido é definido pela Equação 4.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (4)$$

onde f é o fator de atrito, Re parâmetro adimensional do número de Reynolds.

Para Incropera (2019), um escoamento turbulento plenamente desenvolvido, com a condição de tubo liso que abrange uma ampla faixa de números de Reynolds, uma correlação foi desenvolvida por Petukhov e possui a forma da Equação 5.

$$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (5)$$

Segundo Coelho (2016), para escoamentos turbulentos onde tubo for hidraulicamente liso, o fator de atrito pode ser determinado utilizando a equação de Blasius a qual é aplicável com bons resultados na faixa $4000 \leq Re \leq 10^5$ dada pela Equação 6.

$$f = \frac{0,316}{Re^{1/4}} \quad (6)$$

O diferencial da perda de pressão da seção do tubo interno e da seção anelar do trocador de calor duplo tubo é dada pela Equação 7.

$$\Delta p = f \frac{\rho u_m^2}{2D_h} L \quad (7)$$

onde Δp é a diferença de pressão [N/m²], f é o fator de atrito, ρ é a massa específica [kg/m³], u_m é a velocidade média [m/s], D_h é o diâmetro hidráulico do tubo [m], L é o comprimento do tubo [m].

O diâmetro hidráulico D_h para o tubo interno é o próprio diâmetro do tubo, sendo expressa pela Equação 8, e para o espaço anelar é dado pela Equação 9.

$$D_h = D_i \quad (8)$$

$$D_h = D_e - D_i \quad (9)$$

onde D_e e D_i são os diâmetros externo e interno dos tubos [m].

Segundo Kern (1980), quando diversos trocadores de calor duplo tubo, conforme demonstrado na Figura 7, ligados em série, anel com anel e tubo com tubo, o comprimento (L) da Equação 7 não incluirá a queda de pressão encontrada quando o fluido entra ou deixa os trocadores. Para os tubos internos dos trocadores de calor duplo tubo ligados em série, a perda na entrada é normalmente desprezível, porém para partes anelares ela pode ser significativa. Adotando uma perda de pressão de uma carga cinética, por grampo será normalmente suficiente, sendo expressa pela Equação 10.

$$\Delta p_g = \frac{u_m^2}{2g} = \frac{u_m^2}{2} \rho \quad (10)$$

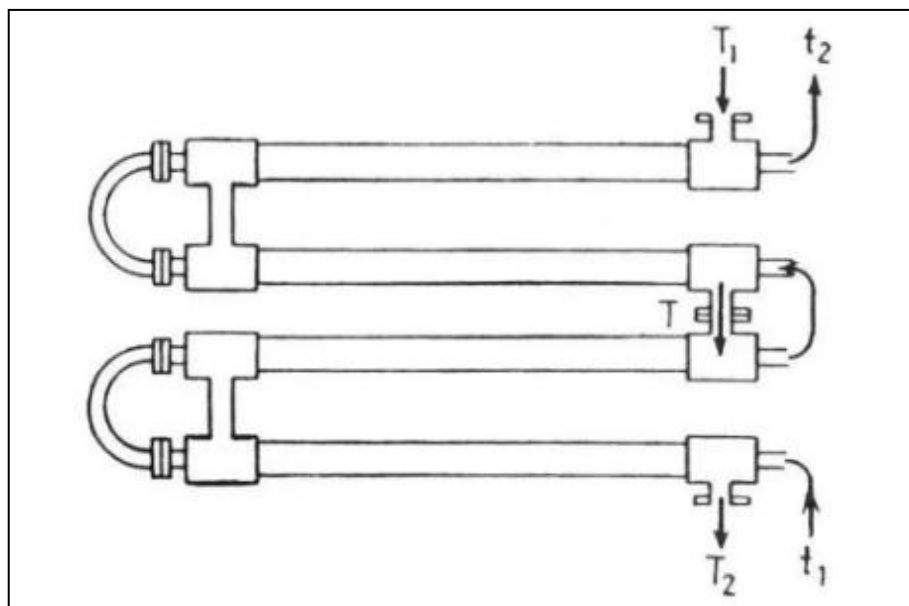
onde Δp_g é a diferença de pressão por grampo [N/m^2], u_m é a velocidade média [m/s], g é a aceleração da gravidade [m/s^2], ρ é a massa específica [kg/m^3].

O número de grampos é dado pela Equação 11.

$$N_g = \frac{N_t}{2} \quad (11)$$

onde, N_t é o número de tubos [-]

Figura 7 - Trocadores de calor duplo tubo em série.



Fonte: Kern (1980)

A perda de carga total na região anelar do trocador duplo tubo é expressa pela Equação 12.

$$\Delta p_{total\ anelar} = \Delta p + (\Delta p_g \cdot N_g) \quad (12)$$

Segundo Welt, *et al.* (2017), outras perdas de carga podem ocorrer pelo uso de acessórios que causam mudança de direção do escoamento ou pela presença de válvulas, joelhos e etc. A perda de carga devido a esses acessórios é dada pela Equação 13. A constante K é um coeficiente que depende do acessório.

$$h_L = \frac{\Delta p}{\rho g} = K \frac{u_m^2}{2g} \quad (13)$$

onde h_L é a perda de carga do acessório [N/m²], u_m é a velocidade média [m/s], g é a aceleração da gravidade [m/s²].

Um método equivalente de determinar a perda de carga em acessórios é introduzir um comprimento equivalente, de modo em que L_{eq} é o comprimento do tubo que produz uma perda de carga equivalente a um acessório particular, assim, a perda de carga total para um sistema de tubulações pode ser determinada adicionando os comprimentos equivalentes para os acessórios e o comprimento do tubo, de modo a obter o comprimento efetivo total do tubo dado pela Equação 14.

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = h_L = f \frac{L_{eq} u_m^2}{2 D_h g} \quad (14)$$

2.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Çengel e Ghajar (2009), existem três mecanismos básicos de transferência de calor: condução, convecção e radiação. Os mecanismos de condução e convecção precisam da presença de um meio material, no entanto, eles são diferentes, a convecção exige a presença de movimento de fluido para a transferência de calor, já na condução, não há necessidade de movimento.

2.3.1 Transferência de calor por condução

O calor flui através de um sólido por um processo chamado difusão térmica ou simplesmente difusão ou condução. Neste modo, o calor é transferido por meio de um mecanismo submicroscópico complexo, no qual os átomos interagem por colisões elásticas e não elásticas, propagando energia a partir das regiões de maior para as de menor temperatura. De um ponto de vista da engenharia, não há necessidade de se aprofundar na complexidade dos mecanismos moleculares, pois a taxa de propagação de calor pode ser prevista pela Lei de Fourier, a qual incorpora as características mecânicas do processo em uma propriedade física conhecida como condutividade térmica, (KREITH, *et al.* 2015). A Lei de Fourier é expressa pela Equação 15.

$$\dot{Q}_k = -kA \frac{dT}{dx} \quad (15)$$

2.3.2 Transferência de calor por convecção

Çengel e Ghajar (2009), a transferência de calor por convecção depende fortemente das propriedades do fluido, como viscosidade dinâmica μ , condutividade térmica k , massa específica ρ e calor específico c_p , assim como da velocidade do fluido u . Ela também depende da geometria e da rugosidade da superfície sólida, além do tipo de escoamento do fluido (modo laminar ou turbulento). Sendo assim, a taxa de transferência de calor por convecção é proporcional à diferença de temperatura que está expressa na Equação 16 pela lei de Newton do resfriamento.

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (16)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção [$W/m^2.K$], A_s é a área da superfície de transferência de calor [m^2], T_s é a temperatura da superfície [$^{\circ}C$], T_∞ é a temperatura do fluido suficientemente longe da superfície [$^{\circ}C$].

2.3.3 Correlação de convecção em escoamentos laminares e turbulentos

Coelho (2016) cita que a natureza dos escoamentos laminares e turbulentos é distinta e, como os coeficientes convectivos dependem fortemente dessas naturezas, envolve de maneira geral, uma grande quantidade de variáveis, logo, há a necessidade de utilizar variáveis adimensionais que, no caso de escoamento interno em dutos, habitualmente são o número de Nusselt, o de Reynolds e o de Prandtl.

A transferência de calor entre duto de seção circular e fluido em condição de escoamento laminar plenamente desenvolvido dinâmico e termicamente apresenta número de Nusselt constante. Para um processo que ocorre com temperatura de parede constante, pode-se fazer uso da Equação 17. As propriedades do fluido deverão ser avaliadas na média das temperaturas entre a entrada e a saída de um percurso de tubo.

$$Nu = \frac{hD}{k} = 3,657 \quad (17)$$

Muitos problemas de escoamentos internos envolvem a transferência de calor em uma região anular entre tubos concêntricos. Um fluido passa no espaço formado pelos tubos concêntricos (região anelar), e a transferência de calor por convecção pode ocorrer tanto da superfície do tubo interno quanto da superfície do tubo externo, (INCROPERA, 2019).

Segundo Çengel e Ghajar (2009), os coeficientes de transferência de calor diferentes estão associados a superfície interna e externa da região anelar. Quando os números de Nusselt são conhecidos, os coeficientes de convecção nas superfícies interna e externa são determinados a partir das Equações 18 e 19.

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k_i} \quad (18)$$

$$Nu_e = \frac{h_e D_h}{k_e} \quad (19)$$

onde Nu_i e Nu_e são os números de Nusselt interno e externo [-], h_i e h_e são os coeficientes de transferência de calor por convecção interno e externo [$W/m^2.K$], k_i e

k_e são a condutividade térmica dos fluidos interno e externo [W/m.K], D_h é o diâmetro hidráulico do tubo [m].

Conforme Incropera (2019), para o processo de escoamento laminar plenamente desenvolvido com uma superfície termicamente isolada e a outra a uma temperatura constante, Nu_i ou Nu_e podem ser obtidos pela razão dos diâmetros dos tubos dado na Tabela 1.

Tabela 1 – Números de Nusselt para escoamento laminar plenamente desenvolvido com uma superfície termicamente isolada e a outra a uma temperatura constante.

D_i/D_e	Nu_i	Nu_e
0	-	3,66
0,05	17,46	4,06
0,10	11,56	4,11
0,25	7,37	4,23
0,50	5,74	4,43
≈ 1	4,86	4,86

Fonte: Incropera (2019)

Segundo Coelho (2016), em um escoamento turbulento plenamente desenvolvido, a avaliação do parâmetro adimensional do número de Nusselt tanto do ponto de vista dinâmico quanto do térmico em dutos, possui correlação vasta na literatura, logo, para tubos lisos a mais conhecida é a de Dittus-Boelter dado pela Equação 20.

A equação é utilizada quando $Re > 10.000$, $L/D > 60$ e $0,7 < Pr < 160$, sendo o expoente n igual a 0,4 para o fluido sendo aquecido e n igual a 0,3 para o fluido sendo resfriado.

$$Nu = 0,23Re^{0,8}Pr^n \quad (20)$$

onde Pr é o número de Prandtl [-].

O número de Prandtl é dado pela Equação 21.

$$Pr = \frac{\text{difusidade molecular de quantidade de movimento}}{\text{difusidade molecular térmica}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu Cp}{k} \quad (21)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica [N.s/m²], C_p é o calor específico [J/kg.K], k é a condutividade térmica do fluido [W/m.K].

Segundo Incropera (2019), a utilização da equação de Dittus-Boelter pode ocorrer erros de até 25%. Com o uso de correlações mais atuais, esses erros podem ser diminuídos a menos de 10%. Uma correlação é fornecida por Gnielinski para uma ampla faixa de números de Reynolds, válida para tubos lisos, incluindo a região de transição dado pela Equação 22.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (22)$$

2.4 ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR

Os trocadores de calor são comumente utilizados na prática, e um engenheiro muitas vezes se encontra na posição de escolher o trocador de calor que permita alcançar a mudança na temperatura especificada no escoamento de vazão mássica conhecida ou prever as temperaturas de saída dos escoamentos dos fluidos quente e frio em determinado trocador de calor (ÇENGEL E GHAJAR, 2009).

Para projetar ou prever o desempenho de um trocador de calor, é essencial relacionar a taxa total de transferência de calor a grandezas, tais como: as temperaturas de entrada e de saída dos fluidos, o coeficiente global de transferência de calor e a área superficial total disponível para a transferência de calor (INCROPERA, 2019).

2.4.1 Coeficiente global de transferência de calor

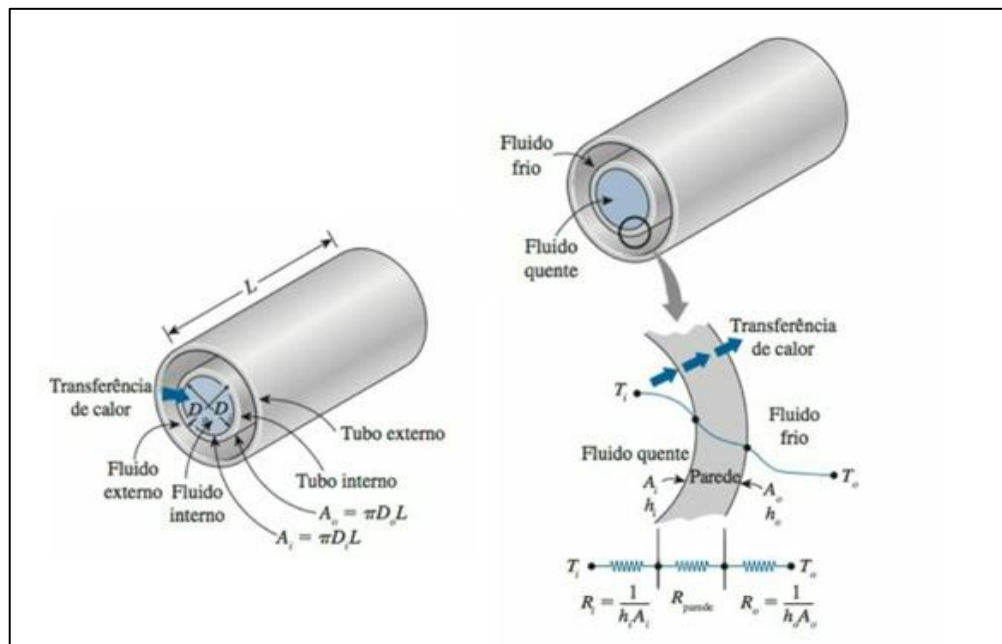
Conforme Çengel e Ghajar (2009), para determinação do coeficiente global de transferência de calor, há uma resistência total que se deve considerar no dimensionamento de um trocador de calor de duplo tubo, sendo uma de condução e duas de convecção e, que é conveniente combinar todas as resistências térmicas a partir do fluxo de calor do fluido quente para o frio em uma única resistência R dado pela Equação 23.

$$R = R_{total} = R_i + R_{parede} + R_e = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (23)$$

onde A_i e A_e são áreas das superfícies da parede de separação molhadas pelos fluidos interno e externo, k é a condutividade térmica do material da parede, L é o comprimento do tubo, h_i e h_e são os coeficientes convectivos interno e externo dos fluidos.

A Figura 8 demonstra duas superfícies de transferência de calor associadas a uma rede de resistência térmica de um trocador de calor duplo tubo.

Figura 8 – Superfícies de transferência de calor associadas a uma rede de resistência térmica



Fonte: Çengel e Ghajar (2009)

Fazendo uso da Equação 19 e correlações com taxa de transferência de calor, o coeficiente global de transferência de calor entre os fluidos toma a forma da Equação 24, contudo, a expressão só é válida para superfícies limpas e sem aletas.

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{h_i A_i} + R_{parede} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (24)$$

onde A_s é a área da superfície [m^2], U é o coeficiente global de transferência de calor [$W/m^2.K$].

Quando as superfícies interna e externa do tubo interno são quase idênticas e a espessura da parede é fina, a resistência térmica da parede é desprezível, assim, a Equação 23 é simplificada e expressa pela Equação 25.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \quad (25)$$

Segundo Incropera (2019), o desempenho de trocadores de calor é afetado com frequência, as superfícies estão sujeitas à deposição de impurezas dos fluidos, à formação de ferrugem ou a outras reações entre o fluido e o material que compõe a parede. A consequente formação de um filme ou de incrustações sobre a superfície pode aumentar significativamente a resistência à transferência de calor entre os fluidos. A camada de depósito representa uma resistência térmica adicional conhecida por *fator de deposição*, R_d . Para os trocadores de calor tubulares não aletados a Equação 23 é expressa na forma da Equação 26.

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{d,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi k L} + \frac{R_{d,e}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (26)$$

Valores representativos dos fatores de incrustação são apresentados na Tabela 2.

Tabela 2- Fatores de incrustação representativos (resistência térmica devida à incrustação para unidade de superfície).

Fluido	R_d (m ² . K/W)
Água do mar e água tratada para alimentação de caldeira (abaixo de 50°C)	0,0001
Água do mar e água tratada para alimentação de caldeira (acima de 50°C)	0,0002
Água de rio (abaixo de 50°C)	0,0002 - 0,001
Óleo combustível	0,0009
Líquidos de refrigeração	0,0002
Vapor d'água (sem araste de óleo)	0,0001

Fonte: Incropera (2019)

2.4.2 Método da média logarítmica das diferenças de temperaturas (ΔT_{ml})

Segundo Coelho (2016), definidas as condições nas quais o trocador irá operar, o próximo passo é definir a taxa de calor, aplicando a primeira lei da termodinâmica para volume de controle, assumindo como desprezíveis a transferência de calor entre o trocador e o meio ambiente e as variações de energia cinética e potencial dos escoamentos, as taxas de transferência de calor entre o fluido quente e frio é dado pela Equação 27.

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_q \quad (27)$$

onde os subscritos f , q são o fluido frio e quente, \dot{Q} é a taxa de transferência de calor [W].

Sabendo que as expressões abaixo podem ser utilizadas em qualquer tipo de configuração ou trocador de calor, e na condição dos fluidos não apresentarem mudança de fase, assim como, os seus calores específicos puderem ser considerados constantes, a taxa de transferência de calor em termos de entalpias e temperaturas médias pode ser expressa pela Equação 28 e 29.

$$\dot{Q}_q = \dot{m}_q(h_{q,ent} - h_{q,sai}) = \dot{m}_q c_{p,q}(T_{q,ent} - T_{q,sai}) \quad (28)$$

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f(h_{f,sai} - h_{f,ent}) = \dot{m}_f c_{p,f}(T_{f,sai} - T_{f,ent}) \quad (29)$$

onde, \dot{m}_q é a vazão mássica do fluido quente, \dot{m}_f é a vazão mássica do fluido frio, $h_{q,ent}$ e $h_{q,sai}$ é a entalpia de entrada e saída fluido quente, $h_{f,sai}$ e $h_{f,ent}$ é a entalpia de saída e de entrada do fluido frio, $c_{p,q}$ e $c_{p,f}$ é o calor específico do fluido quente e do fluido frio, $T_{q,ent}$ e $T_{q,sai}$ é a temperatura de entrada e saída do fluido quente do tubo interno, $T_{f,ent}$ e $T_{f,sai}$ é a temperatura de entrada e saída do fluido frio do espaço anelar.

Segundo Araújo (2002), um trocador duplo tubo operando em contracorrente, com o fluido quente escoando no interior do tubo interno e o fluido frio pelo espaço anelar, o balanço de energia, no estado estacionário, para uma seção diferencial do trocador é representado pela Equação 30.

$$dq = U \Delta T dA \quad (30)$$

onde, dq é a quantidade de calor trocada na área dA , ΔT é a diferença de temperatura entre o fluido quente e do fluido frio e U é o coeficiente global de transferência de calor baseado na área externa do tubo interno.

Os calores específicos podem, naturalmente, variar em função das mudanças de temperatura, e o coeficiente global de transferência de calor pode variar em face das mudanças nas propriedades dos fluidos e nas condições de escoamento. Entretanto, em muitas aplicações, tais variações não são significativas, e é razoável trabalhar com valores médios de c_{pf} , c_{pq} e U no trocador de calor, (INCROPERA, 2019).

Neste caso a taxa de transferência de calor é dado pela Equação 31.

$$\dot{Q} = UA \Delta T_{ml} \quad (31)$$

onde, ΔT_{ml} é a média logarítmica das diferenças de temperaturas dos fluidos quente e frio, A é a área de troca de calor da superfície externa do tubo interno do trocador duplo tubo.

Para o escoamento contracorrente ΔT_{ml} é dado pela Equação 32.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{q,ent} - T_{f,sai}) - (T_{q,sai} - T_{f,ent})}{\ln \frac{T_{q,ent} - T_{f,sai}}{T_{q,sai} - T_{f,ent}}} \quad (32)$$

onde os subscritos q, ent é o fluido quente de entrada, q, sai é o fluido quente de saída, f, ent é o fluido frio de entrada, f, sai é o fluido frio de saída.

A área de troca de calor da superfície externa do tubo interno do trocador duplo tubo é dada pela Equação 33.

$$A = \pi D L \quad (33)$$

onde D é o diâmetro externo do tubo interno [m], L é o comprimento total do tubo do trocador de calor [m].

2.4.3 Método da efetividade – NUT

Segundo Incropera (2019), na análise de trocadores de calor quando as temperaturas dos fluidos na entrada são conhecidas e as temperaturas de saída são especificadas deve-se utilizar método da média logarítmica das diferenças de temperaturas (MLDT) que é mais vantajoso, mas se apenas as temperaturas de entrada forem conhecidas já se torna um processo interativo e trabalhoso, conseqüentemente, é preferível utilizar um procedimento alternativo, conhecido por efetividade-NUT (ou método ε -NUT).

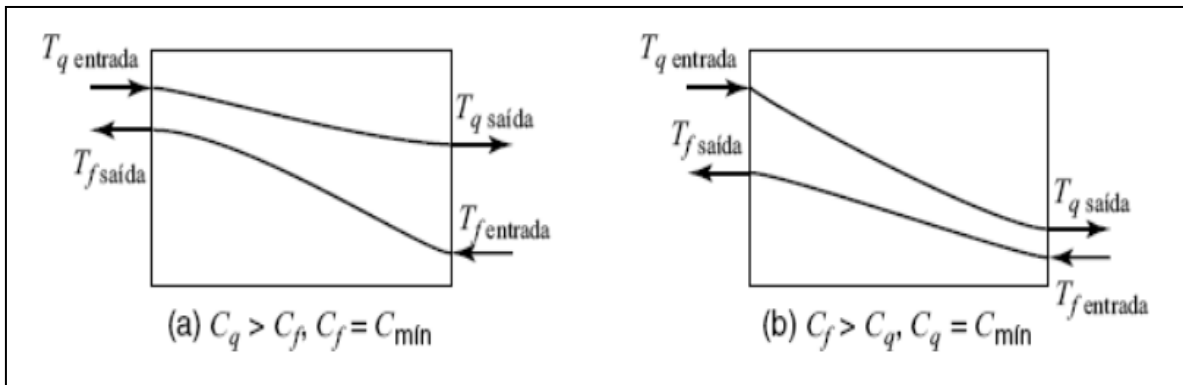
Conforme Welty, *et al.* (2019), em 1930, Nusselt propôs o método de análise baseado na eficiência ou também conhecido como efetividade do trocador de calor, ε . Este termo é definido como a razão entre transferência de calor real em um trocador de calor e a transferência máxima possível que ocorreria se a área da superfície fosse infinita, sendo que essa taxa de transferências de calor máxima pode ser encontrada em escoamentos contracorrente. A expressão geral da efetividade pode ser dada pela Equação 34.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} \quad (34)$$

onde ε é a efetividade [-], \dot{Q} é a taxa de transferência de calor real [W], $\dot{Q}_{m\acute{a}x}$ é a taxa de transferência máxima [W].

Em geral, um fluido está sujeito a uma variação total de temperatura maior que o outro, logo, o fluido que experimenta a maior variação na temperatura é aquele que tem o menor coeficiente de capacidade calorífica, que foi denominado como capacidade calorífica mínima (C_{min}). Caso houver uma área infinita disponível para transferência de calor, e se, a capacidade calorífica do fluido frio ($C_f = C_{min}$), a temperatura de saída do fluido frio será igual à temperatura de entrada do fluido quente conforme demonstrado na Figura 9 em (a), caso onde capacidade calorífica do fluido quente seja a mínima ($C_q = C_{min}$) em (b), a temperatura de saída do fluido quente será menor que a temperatura de saída do fluido frio.

Figura 9 - Perfis de temperaturas para trocadores de calor em contracorrente.



Fonte: Welt, *et al.* (2017)

Segundo Çengel e Ghajar (2009), a taxa real de transferência de calor em um trocador de calor pode ser determinada a partir do balanço de energia sobre o fluido quente ou frio. A Equação 35 demonstra o balanço de energia utilizando a capacidade térmica.

$$\dot{Q} = C_q(T_{q,sai} - T_{q,ent}) = C_f(T_{f,sai} - T_{f,ent}) \quad (35)$$

onde C_q e C_f são a capacidade térmica dos fluidos quente e frio.

A capacidade térmica dos fluidos quente e frio é dada pela Equação 36 e 37.

$$C_q = \dot{m}_q c_{p,q} \quad (36)$$

$$C_f = \dot{m}_f c_{p,f} \quad (37)$$

onde $\dot{m}_q c_{p,q}$ e $\dot{m}_f c_{p,f}$ são o produto entre as vazões mássicas e calores específicos dos fluidos quente e frio [W].

A taxa máxima de transferência de calor é dada pela Equação 38.

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = C_{min}(T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (38)$$

onde C_{min} é o menor valor entre C_f e C_q .

Segundo Incropera (2019), um parâmetro adimensional amplamente utilizado na análise de trocadores de calor é o (NUT) número de unidades de transferência de calor, que relaciona a efetividade (ϵ) de um trocador de calor e a razão das magnitudes relativas das taxas de capacidades caloríficas dos fluidos quente e frio, onde que os dados podem ser retirados em gráficos para maioria dos arranjos de fluxos de interesse sendo expressas pelas Equações 39 e 40.

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (39)$$

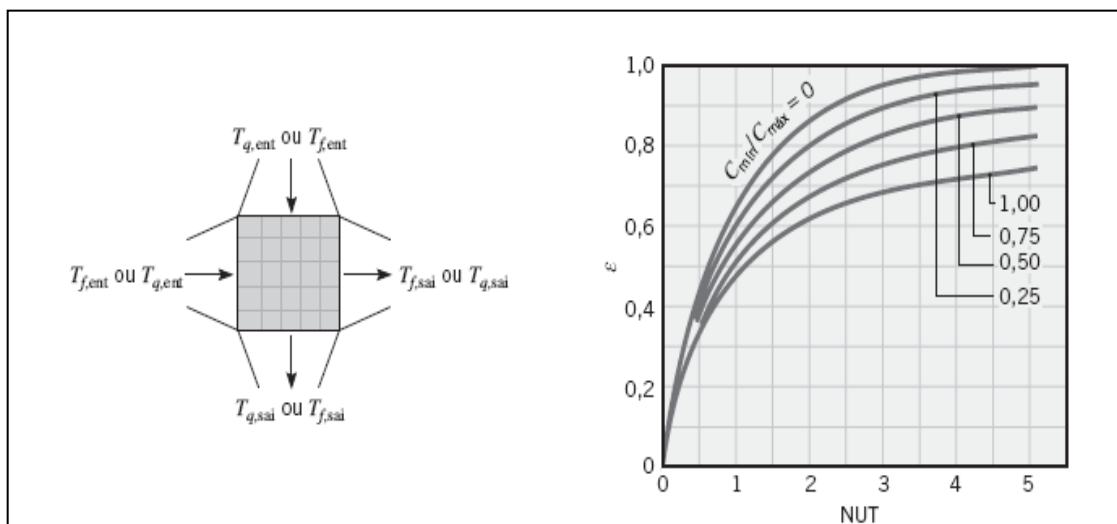
onde,

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (40)$$

onde U é o coeficiente global de transferência de calor [$W/m^2.K$], A é a área de troca térmica [m^2], C_r é a razão das taxas de capacidades caloríficas [-].

Para um escoamento cruzado ou contracorrente de um trocador de calor duplo tubo, o NUT pode ser obtido pela Figura 10.

Figura 10 - Efetividade de um trocador de calor de escoamento cruzado com um passe, com os dois fluidos não misturados



Fonte: Incropera (2019)

Outras relações da efetividade e do número de unidades de transferência de calor para trocadores de calor são encontradas nos Anexos A e B deste trabalho.

3. METODOLOGIA

Neste capítulo serão apresentados todos os materiais e os métodos utilizados para o dimensionamento da área de troca térmica entre o fluido vinho e o fluido refrigerante secundário propilenoglicol utilizando um trocador de calor duplo tubo em escoamento contracorrente.

3.1 UNIDADE DE ANÁLISE

Este trabalho apresenta um estudo de caso realizado em uma empresa do setor vinícola com produção média de 65 milhões de quilos de uvas e 50 milhões de litros de vinhos e sucos por ano. Atualmente com 1.100 famílias associadas, situada na cidade de Bento Gonçalves, no Rio Grande do Sul.

A empresa conta com uma equipe de enólogos, responsáveis pela elaboração de seus produtos. Os dados de entrada dos fluidos foram obtidos com o auxílio desses profissionais.

3.2 DADOS DE ENTRADA

Muitas vezes o engenheiro se depara com a dificuldade de obter informações confiáveis para a realização de seus projetos, o fluido vinho é um desses casos. Na bibliografia atual e em artigos científicos não foram encontradas propriedades termofísicas do vinho como: condutividade térmica, viscosidade dinâmica entre outros, assim, por *expertise* de profissionais da área é aconselhável adotar para o vinho propriedades termofísicas equivalentes da água por serem relativamente semelhantes.

Com a necessidade de se resfriar o vinho e atender a demanda de 10m³ em um período de uma hora, vazão necessária para a linha de envase, na Tabela 3 são demonstrados os dados de entrada deste estudo, ou seja, o regime de trabalho dos fluidos, bem como, o diâmetro das tubulações dos tubos concêntricos interno e externo, construídos em aço inoxidável 304L, classe sanitária.

Tabela 3 – Regime de trabalho dos fluidos e diâmetro das tubulações do trocador de calor duplo tubo.

Dados de entrada		Vinho (Água)	Propilenoglicol 40%
Temperatura de entrada	[°C]	25	-5
Temperatura de saída	[°C]	5	0
Vazão volumétrica	[m ³ /h]	10	-
Diâmetro da tubulação	[pol.]	2.1/2	4
Espessura da tubulação	[mm]	1,5	1,5

Fonte: O Autor (2023)

As propriedades de saturação do vinho (água) e do fluido DOWFROST a 40% concentração de propilenoglicol por volume estão dispostos nos ANEXOS C deste trabalho. Estas propriedades são baseadas nas temperaturas médias, que por meio de uma interpolação linear são demonstradas na Tabela 4.

Tabela 4 – Propriedades dos fluidos vinho (água) e propilenoglicol

Propriedades	Vinho (Água) Temperatura média (15°C = 288,15K)	Propilenoglicol Temperatura média (-2,5°C)
C_p [J/kg.K]	4185	3627
ρ [kg/m ³]	999	1046,73
μ [N.s/m ²]	1134×10^{-6}	$24,5869 \times 10^{-3}$
Pr [-]	8,02	234
k [W/m.K]	$595,04 \times 10^{-3}$	0,3811

Fonte: Anexos C

3.3 MÉTODO

O estudo de caso para o dimensionamento da área de troca térmica entre os fluidos vinho e o refrigerante propilenoglicol, utilizando um trocador de calor duplo tubo

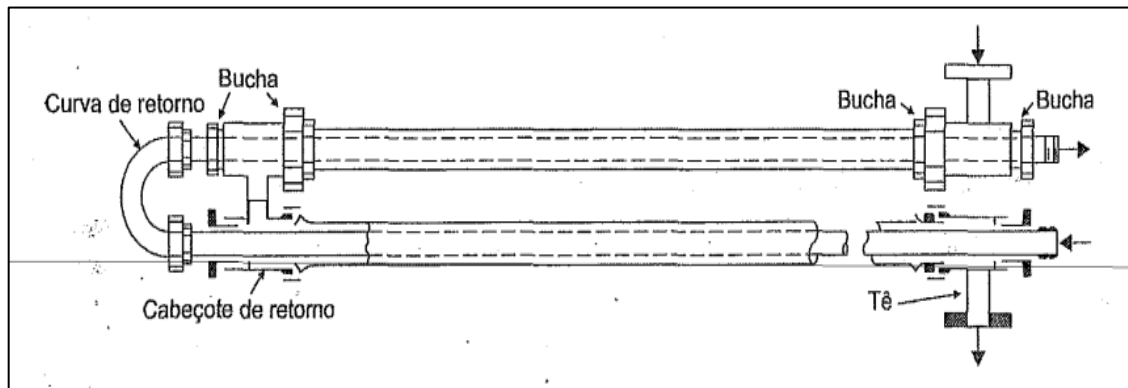
com escoamento contracorrente está diretamente relacionado com os conceitos da pesquisa apresentada neste trabalho e com os seus objetivos, ou seja, o equacionamento utilizado para esta finalidade possui fundamentos teóricos de engenharia.

Na primeira etapa de análise, utilizando por base os dados de entrada da Tabela 2, o vinho (fluido quente) escoará pelo tubo interno do trocador de calor duplo tubo, onde será resfriado pelo refrigerante propilenoglicol (fluido frio) que escoar na região anelar. Um balanço de energia relacionando as Equações 28 e 29 com as propriedades termofísicas dos fluidos no Anexo C, entregará o resultado da vazão volumétrica necessária para o fluido refrigerante realizar a troca térmica.

Na segunda etapa de análise será utilizado o método da média logarítmica das diferenças de temperatura ΔT_{ml} , para a obtenção do valor da área de troca térmica do trocador de calor. Serão considerados como desprezíveis a resistência térmica na parede do tubo, *fatores de deposição* e a perda de calor para a vizinhança; as condições de escoamento dos fluidos serão completamente desenvolvidas; assim, a taxa de transferência de calor é definida pela Equação 28 ou 29; o coeficiente global de transferência de calor é obtido pela Equação 25; com o uso da Equação 32 é encontrado a média logarítmica das diferenças de temperaturas dos fluidos. De posse dos resultados, a Equação 27 fornecerá a área de troca térmica e o comprimento do trocador de calor duplo tubo. Com os dados do dimensionamento da área de troca térmica do trocador de calor duplo tubo será realizado um orçamento do equipamento, visando atender a necessidade do estudo de caso para o trabalho proposto.

Segundo Araújo (2002), o trocador de calor duplo tubo é composto por dois tubos concêntricos, geralmente com dois trechos retos e com conexões apropriadas nas extremidades de cada tubo, para direcionar os fluidos de uma seção reta para outra. Esse conjunto com forma de U é denominado grampo (*hairpin*), conforme demonstrado na Figura 11. Usualmente, os trocadores de calor duplo tubo são compostos por vários grampos conectados em série, fornecendo, assim, uma área de troca razoável.

Figura 11 – Trocador de calor duplo tubo composto por um grampo (*hairpin*).

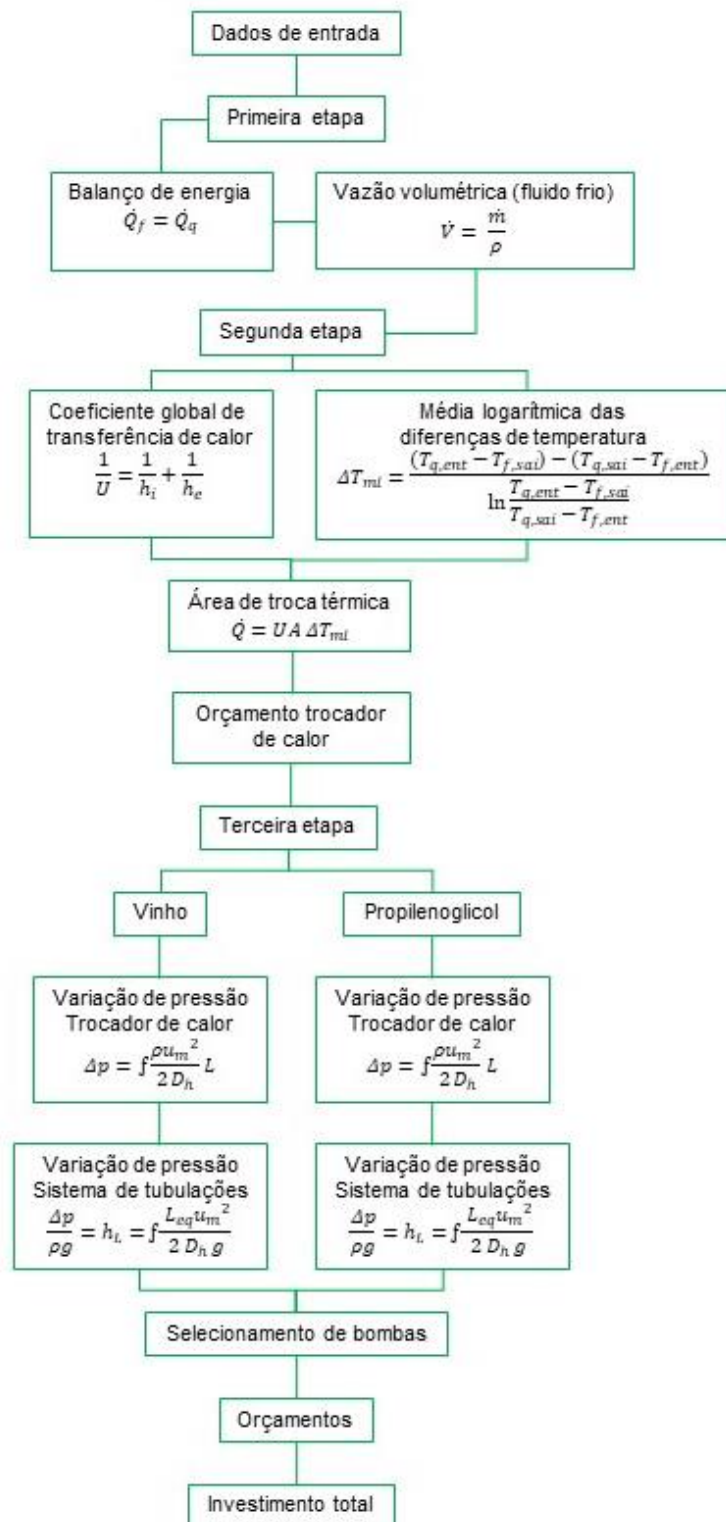


Fonte: Araújo (2002)

Na terceira etapa é analisado a variação de pressão do trocador de calor duplo tubo, ou seja, a resistência que o fluido encontra na tubulação associado a perda de pressão para realizar o escoamento. A Equação 7 é utilizada para obter a perda de carga das tubulações retas, tanto na região do tubo interno quanto na região anelar; a Equação 12 determinará a perda de carga total na montagem em série do trocador de calor duplo tubo; a Equação 14 fornecerá a perda de carga devido ao comprimento equivalente dos acessórios em particular nas instalações das tubulações onde o trocador de calor está inserido, assim, com a perda de carga total necessária para o selecionamento das bombas de escoamento dos fluidos, bem como, dados para orçamento das mesmas.

A Figura 12 demonstra o fluxograma para o desenvolvimento do trabalho de estudo de caso seguindo as etapas mencionadas acima.

Figura 12 – Fluxograma



Fonte: O Autor (2023)

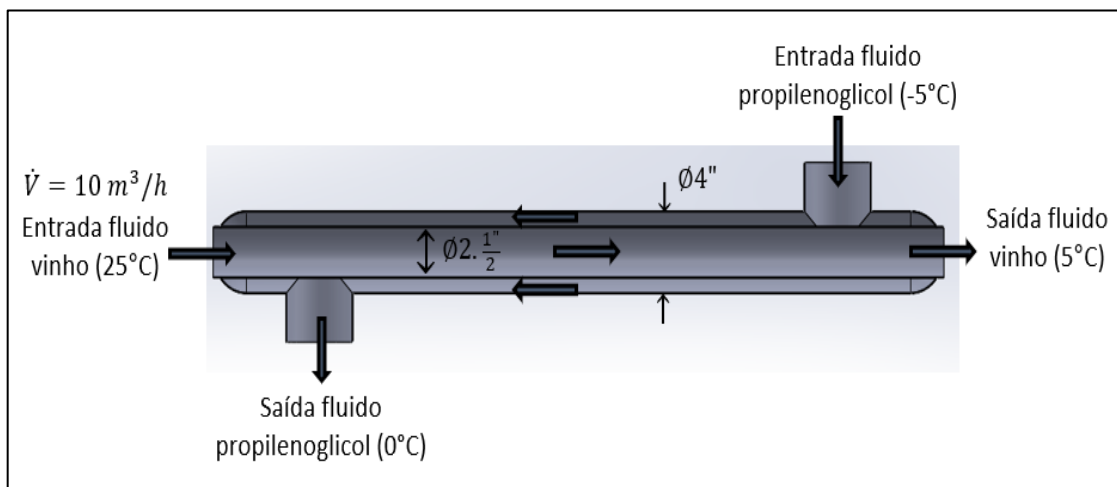
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentadas e discutidas por meio do memorial de cálculos as informações pertinentes para o dimensionamento da área de troca térmica entre o fluido vinho e o fluido refrigerante secundário propilenoglicol utilizando um trocador de calor duplo tubo em escoamento contracorrente, bem como, atender os objetivos específicos propostos neste trabalho.

4.1 MEMORIAL DE CÁLCULOS

A Figura 13 apresenta o esquema do trocador de calor duplo tubo em escoamento contracorrente, desenvolvido para melhor demonstrar o funcionamento do equipamento.

Figura 13 – Esquema do trocador de calor duplo tubo em escoamento contracorrente.



Fonte: O Autor (2023)

A taxa de transferência de calor pode ser obtida em um balanço global de energia no fluido quente (vinho) conforme Equação 28,

$$\dot{Q}_q = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai})$$

Pela Equação 2 a vazão mássica do vinho é,

$$\dot{m}_q = \dot{V}_q \cdot \rho = \frac{10 \text{ m}^3}{3600 \text{ s}} \cdot 999 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 2,78 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Assim,

$$\dot{Q}_q = 2,78 \frac{kg}{s} \cdot 4185 \frac{J}{(kg \cdot K)} \cdot (25 - 5)^\circ C = 232686W$$

Utilizando as Equações 29 e 2, a vazão volumétrica do fluido frio (propilenoglicol) é dada por,

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_q}{c_{p,f}(T_{f,sai} - T_{f,ent})} = \frac{232686W}{3627 \frac{J}{(kg \cdot K)} \cdot (0 - (-5))^\circ C} = 12,83 \frac{kg}{s}$$

Logo,

$$\dot{V}_f = \frac{\dot{m}_f}{\rho} = \frac{12,83 \frac{kg}{s}}{1046,73 \frac{kg}{m^3}} = 0,012257 \frac{m^3}{s} = 44,13 \frac{m^3}{h}$$

Agora, a área da superfície e comprimento necessário do trocador de calor em contracorrente pode ser obtido pela Equação 31,

$$\dot{Q} = UA \Delta T_{ml}$$

e das equações 28 e 25,

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{q,ent} - T_{f,sai}) - (T_{q,sai} - T_{f,ent})}{\ln \frac{T_{q,ent} - T_{f,sai}}{T_{q,sai} - T_{f,ent}}} = \frac{(25 - 0) - (5 - (-5))}{\ln \frac{25 - 0}{5 - (-5)}} = 16,37^\circ C$$

Pela Equação 25, o coeficiente global de transferência de calor é dado por

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}}$$

Para o escoamento do vinho através do tubo interno, o diâmetro hidráulico para um tubo circular é o próprio diâmetro do tubo conforme a Equação 8,

$$D_h = D_i = 2 \cdot \frac{1''}{2} = 0,0635m$$

Assim, o número de Reynolds é dado conforme a Equação 3,

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_h \mu} = \frac{4 \cdot 2,78 \frac{kg}{s}}{\pi \cdot (0,0635m) \cdot 1134 \cdot 10^{-6} \frac{N \cdot s}{m^2}} = 49155,05$$

Logo, $Re > 2300$, o escoamento do vinho é turbulento e o coeficiente de transferência de calor por convecção pode ser determinado a partir da Equação 18,

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k_i}$$

com $4000 \leq Re \leq 10^5$, o fator de atrito associado ao escoamento turbulento do vinho pode ser calculado usando a Equação 6,

$$f = \frac{0,316}{Re^{1/4}} = \frac{0,316}{49155,05^{1/4}} = 0,021222$$

Pela Equação 22 o número de Nusselt é dado por,

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} = \frac{(0,021222/8) \cdot (49155,05 - 1000) \cdot 8,02}{1 + 12,7 \cdot (0,021222/8)^{1/2} \cdot (8,02^{2/3} - 1)} = 345,33$$

Então,

$$h_i = \frac{Nu_i k_i}{D_h} = \frac{345,33 \cdot 595,04 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}}{0,0635m} = 3235,97 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Agora, repete-se essa análise para o escoamento do propilenoglicol através da região anelar. O diâmetro hidráulico é dado pela Equação 9,

$$D_h = D_e - D_i = 4'' - 2 \cdot \frac{1''}{2} = 0,1016m - 0,0635 = 0,0381m$$

e o número de Reynolds é,

$$Re = \frac{\rho u_m D_h}{\mu} = \frac{\rho (D_e - D_i)}{\mu} \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\rho \pi (D_e^2 - D_i^2) / 4} \right) = \frac{4\dot{m}}{\pi (D_e + D_i) \mu}$$

$$Re = \frac{4 \cdot 12,83 \frac{kg}{s}}{\pi \cdot (0,1016 + 0,0635)m \cdot 24,5869 \cdot 10^{-3} N \cdot \frac{s}{m^2}} = 4024,26$$

Assim, $Re > 2300$, o escoamento na região anelar é, portanto, turbulento e o coeficiente de transferência de calor por convecção pode ser determinado a partir da Equação 19,

$$Nu_e = \frac{h_e D_h}{k_e}$$

com $4000 \leq Re \leq 10^5$, o fator de atrito associado ao escoamento turbulento do propilenoglicol pode ser calculado usando a Equação 6,

$$f = \frac{0,316}{Re^{1/4}} = \frac{0,316}{4024,26^{1/4}} = 0,039675$$

Pela Equação 22 o número de Nusselt é dado por,

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} = \frac{(0,039675/8) \cdot (4024,26 - 1000) \cdot 234}{1 + 12,7 \cdot (0,039675/8)^{1/2} \cdot (234^{2/3} - 1)} = 103,02$$

Assim,

$$h_e = \frac{Nu_e k_e}{D_h} = \frac{103,02 \cdot 0,3811 \frac{W}{m \cdot K}}{0,0381m} = 1030,47 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

O coeficiente global de transferência de calor por convecção é, então,

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} = \frac{1}{\frac{1}{3235,97 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \frac{1}{1030,47 \frac{W}{m^2 \cdot K}}} = 781,58 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

e, a partir da equação para a taxa de transferência de calor, a área de troca térmica do trocador duplo tubo,

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \Delta T_{ml}} = \frac{232686W}{781,58 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 16,37 \text{ } ^\circ C} = 18,19m^2$$

O comprimento do trocador de calor duplo tubo é dado pela Equação 33,

$$L = \frac{A}{\pi \cdot D_i} = \frac{18,19m^2}{\pi \cdot 0,0635m} = 91,18m$$

Com os dados obtidos da área de troca térmica do trocador de calor duplo tubo, uma configuração de duas colunas e oito tubos por coluna (2x8), bitola do tubo interno de 2.1/2" e do tubo externo 4" atenderá a solicitação do estudo de caso deste trabalho, conforme demonstrado no Anexo D. Essa configuração atende um espaço físico disponível no setor da vinícola. O orçamento do equipamento é exposto no Anexo E.

Analisando a resistência que o fluido encontra na tubulação associado a perda de pressão para realizar o escoamento em um trecho reto, a queda de pressão tanto para o vinho quanto para propilenoglicol pode ser calculado pela Equação 7,

$$\Delta p = f \frac{\rho u_m^2}{2D_h} L$$

Para o vinho, com o uso de Equação 1, a velocidade média é,

$$u_m = \frac{4\dot{m}}{\rho \pi D_i^2} = \frac{4 \cdot 2,78 \frac{kg}{s}}{999 \frac{kg}{m^3} \cdot \pi \cdot (0,0635m)^2} = 0,879 \frac{m}{s}$$

Assim,

$$\Delta p = f \frac{\rho u_m^2}{2D_h} L = 0,021222 \cdot \frac{999 \frac{kg}{m^3} \cdot (0,879 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot 0,0635m} \cdot 91,18 = 11760,49 \frac{N}{m^2}$$

Para o propilenoglicol escoando na região anelar, a velocidade média, com o uso da Equação 1 é,

$$u_m = \frac{4\dot{m}}{\rho \pi (D_e^2 - D_i^2)} = \frac{4 \cdot 12,83 \frac{kg}{s}}{1046,73 \frac{kg}{m^3} \cdot \pi \cdot ((0,1016m)^2 - (0,0635m)^2)} = 2,48 \frac{m}{s}$$

Então,

$$\Delta p = f \frac{\rho u_m^2}{2D_h} L = 0,039675 \cdot \frac{1046,73 \frac{kg}{m^3} \cdot (2,48 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot 0,0381m} \cdot 213,84m = 305632,54 \frac{N}{m^2}$$

Para a queda de pressão num grampo na região anelar dos trocadores de calor duplo tubo ligados em série faz-se uso da Equação 10,

$$\Delta p_g = \frac{u_m^2}{2} \rho = \frac{(2,48 \frac{m}{s})^2}{2} \cdot 1046,73 \frac{kg}{m^3} = 3218,90 \frac{N}{m^2}$$

O número de grampos da ligação em série dos trocadores de calor duplo tubo na região anelar é dado pela Equação 11,

$$N_g = \frac{N_t}{2}$$

O número de tubos, $N_t = 15,19 = 16$ é o resultado da divisão dos 91,18m do comprimento total da tubulação do trocador de calor por 6m por tubo, padrão de comercialização.

Assim,

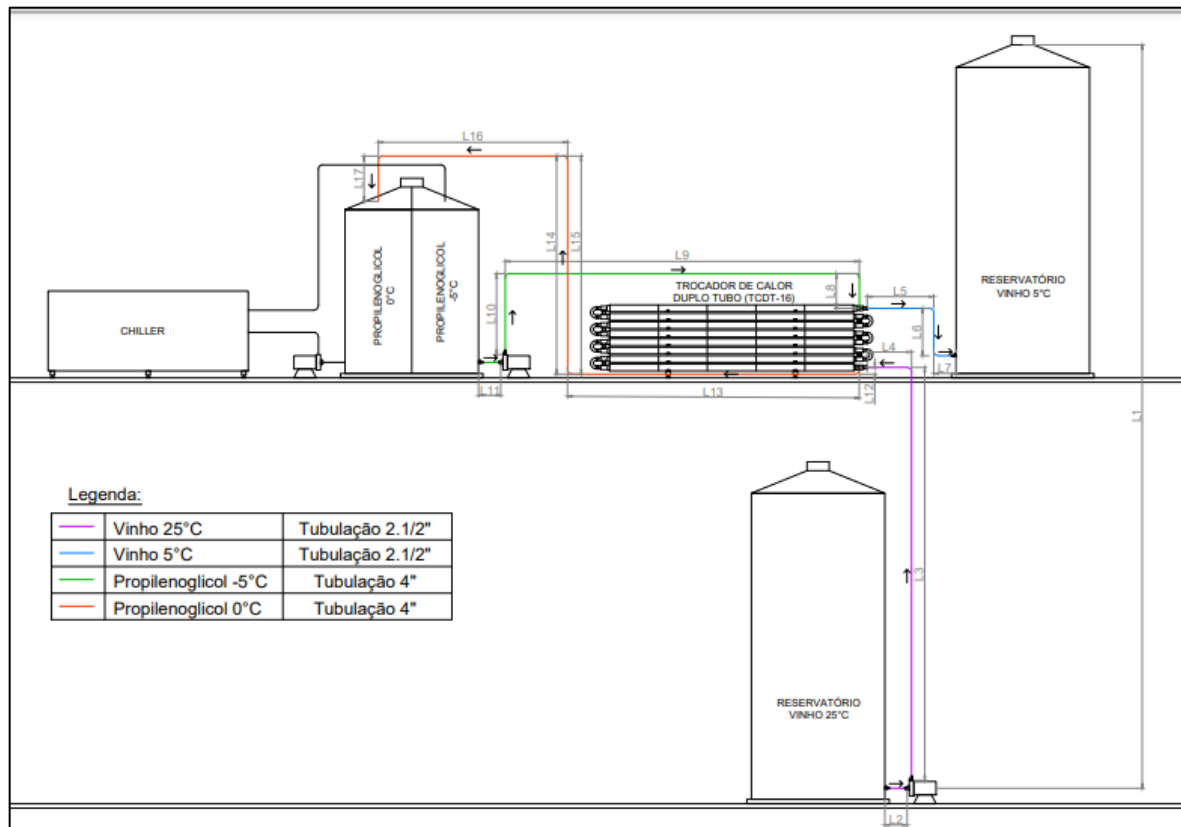
$$N_g = \frac{N_t}{2} = \frac{16}{2} = 8$$

Logo, a perda de pressão total na região anelar é dada pela Equação 12,

$$\Delta p_{total\ anelar} = \Delta p + (\Delta p_g \cdot N_g) = 305632,54 \frac{N}{m^2} + \left(3218,90 \frac{N}{m^2} \cdot 8 \right) = 331383,74 \frac{N}{m^2}$$

Para o selecionamento de motobombas que irão fazer o escoamento dos fluidos vinho e fluido refrigerante propilenoglicol, além da perda de pressão do trocador de calor duplo tubo deverá ser acrescentado a perda de pressão dos acessórios pelo comprimento equivalente (L_{eq}) conforme o Anexo F e o comprimento da tubulação onde o trocador de calor está inserido. A Figura 14 demonstra um croqui do sistema de instalação das tubulações onde escoam os fluidos. O circuito *chiller* não faz parte do estudo de caso deste trabalho, é somente para fins ilustrativos.

Figura 14 - Sistema de instalação das tubulações dos fluidos.



Fonte: O Autor (2023)

A Equação 14 é utilizada para a determinação da perda de carga pelos comprimentos equivalentes dos acessórios e o comprimento do tubo,

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = h_L = f \frac{L_{eq} u_m^2}{2 D_h g}$$

Para o vinho,

L1 - altura de elevação ou altura manométrica = 16m

L2 = registro de esfera aberto 0,4m + união 0,01m + trecho reto 0,5m + união 0,01m = 0,92m

L3 = união 0,01m + registro de esfera aberto 0,4m + válvula de retenção 8,1m + trecho reto 9m + curva 90° 1m = 18,51m

L4 = trecho reto 1m + união 0,01m = 1,01m

L5 = união 0,01m + trecho reto 1,5m = 1,51m

L6 = curva 90° 1m + trecho reto 1m + curva 90° 1m = 3m

L7 = trecho reto 0,5m + união 0,01m + registro de esfera aberto 0,4m + saída de tubulação 1,9m = 2,81m

$L_{eq} = L2 + L3 + L3 + L4 + L5 + L6 + L7 = 0,92m + 18,51m + 1,01m + 1,51m + 3m + 2,81 = 27,76m$

Então,

$$h_L = f \frac{L_{eq} u_m^2}{2 D_h g} = 0,021222 \cdot \frac{27,76m \cdot (0,879 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot 0,0635m \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} = 0,37m$$

$$h_{L\text{ efetivo}} = h_L + L1 = 0,37m + 16m = 16,37m$$

$$\Delta p_{\text{efetivo}} = h_{L\text{ efetivo}} \rho g = 16,37m \cdot 999 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} = 160429,11 \frac{N}{m^2}$$

Assim, a perda de pressão total com o trocador de calor duplo na região do vinho,

$$\Delta p_{\text{total}} = \Delta p + \Delta p_{\text{efetivo}} = 11760,49 \frac{N}{m^2} + 160429,11 \frac{N}{m^2} = 172189,60 \frac{N}{m^2} = 0,172MPa$$

Para atender a vazão volumétrica de 10m³/h do estudo de caso e suprir a perda de pressão total do sistema fluido vinho com 0,172 MPa (1,72 bar), o selecionamento da bomba de escoamento pela curva de característica de performance das bombas Netzsch é apresentado no Anexo G. O orçamento do equipamento é exposto no Anexo H.

Para o propilenoglicol,

$$L8 = \text{união } 0,03 + \text{curva } 90^\circ \text{ } 1,6\text{m} + \text{trecho reto } 0,7\text{m} + \text{curva } 90^\circ \text{ } 1,6\text{m} = 3,93\text{m}$$

$$L9 = \text{trecho reto } 8\text{m} + \text{curva } 90^\circ \text{ } 1,6\text{m} = 9,6\text{m}$$

$$L10 = \text{curva } 90^\circ \text{ } 1,6\text{m} + \text{trecho reto } 1,8\text{m} + \text{válvula de retenção } 12,9 + \text{registro de esfera aberto } 0,7 + \text{união } 0,03 = 17,03\text{m}$$

$$L11 = \text{união } 0,03\text{m} + \text{trecho reto } 0,5\text{m} + \text{união } 0,03\text{m} + \text{registro de esfera aberto } 0,7 = 1,26\text{m}$$

$$L12 = \text{união } 0,03\text{m} + \text{curva } 90^\circ \text{ } 1,6\text{m} + \text{trecho reto } 0,15\text{m} + \text{curva } 90^\circ \text{ } 1,6\text{m} = 3,38\text{m}$$

$$L13 = \text{trecho reto } 6,5\text{m} + \text{curva } 90^\circ \text{ } 1,6\text{m} = 8,1\text{m}$$

$$L14 = \text{altura de elevação ou altura manométrica} = 4,9\text{m}$$

$$L15 = \text{trecho reto } 4,9\text{m} + \text{curva } 90^\circ \text{ } 1,6\text{m} = 6,5\text{m}$$

$$L16 = \text{trecho reto } 4,2\text{m} + \text{curva } 90^\circ \text{ } 1,6\text{m} = 5,8\text{m}$$

$$L17 = \text{trecho reto } 1\text{m} = 1\text{m}$$

$$L_{eq} = L8 + L9 + L10 + L11 + L12 + L13 + L15 + L16 + L17 = 3,93\text{m} + 9,6\text{m} + 17,03\text{m} + 1,26\text{m} + 3,38\text{m} + 8,1\text{m} + 6,5\text{m} + 5,8\text{m} + 1\text{m} = 56,6\text{m}$$

Como a análise é na tubulação do sistema do fluido propilenoglicol antes e pós-região anelar do trocador de calor duplo tubo, a velocidade média e o fator de atrito deverão ser recalculados, pois, agora, o diâmetro hidráulico da tubulação é o próprio diâmetro do tubo.

Com o uso de Equação 1, a velocidade média é,

$$u_m = \frac{4\dot{m}}{\rho\pi D_i^2} = \frac{4 \cdot 12,83 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1046,73 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \pi \cdot (0,1016\text{m})^2} = 1,51 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

O número de Reynolds é dado conforme a Equação 3,

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_h \mu} = \frac{4 \cdot 12,83 \frac{kg}{s}}{\pi \cdot (0,1016m) \cdot 24,5869 \cdot 10^{-3} N \frac{s}{m^2}} = 6539,42$$

Assim, $Re > 2300$, o escoamento é turbulento, com $4000 \leq Re \leq 10^5$, o fator de atrito associado ao escoamento turbulento do propilenoglicol pode ser calculado usando a Equação 6,

$$f = \frac{0,316}{Re^{1/4}} = \frac{0,316}{6539,42^{1/4}} = 0,035140$$

Então,

$$h_L = f \frac{L_{eq} u_m^2}{2 D_h g} = 0,035140 \cdot \frac{56,6m \cdot (1,51 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot 0,1016m \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} = 2,27m$$

$$h_{L\text{ efetivo}} = h_L + L14 = 2,27m + 4,9m = 7,17m$$

$$\Delta p_{\text{efetivo}} = h_{L\text{ efetivo}} \rho g = 7,17m \cdot 1046,73 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} = 73624,58 \frac{N}{m^2}$$

Assim, a perda de pressão total com o trocador de calor duplo na região do propilenoglicol,

$$\Delta p_{\text{total}} = \Delta p_{\text{total anelar}} + \Delta p_{\text{efetivo}} = 331383,74 \frac{N}{m^2} + 73624,58 \frac{N}{m^2} = 405008,32 \frac{N}{m^2} = 0,405MPa$$

Para atender a vazão volumétrica de 44,13m³/h obtido pelo balanço de energia do trocador de calor duplo tubo e suprir a perda de pressão total do sistema fluido propilenoglicol com 0,405 MPa (41 mca), o selecionamento da bomba de escoamento pelas características hidráulicas das motobombas Schneider é apresentado no Anexo I. O orçamento da motobomba é exposto no Anexo J.

Na Tabela 5 são expostos os principais resultados obtidos para o dimensionamento da área de troca térmica utilizando um trocador de calor duplo tubo, bem como, dados do diferencial de pressão para os selecionamentos de bombas.

Tabela 5 – Síntese dos resultados obtidos.

Trocador de calor duplo tubo TCDT-16	Vinho (Água)	Propilenoglicol
Perda de pressão em trechos retos do trocador de calor (MPa)	0,012	0,305
Perda de pressão em grampos (interligações de trechos retos) (MPa)	Desprezível	0,026
Perda de pressão no sistema de tubulações (MPa)	0,16	0,074
Perda de pressão total (MPa)	0,172	0,405
Vazão volumétrica (m ³ /h)	10	44,13
Taxa de transferência de calor (\dot{Q})	232.686W	
Média logarítmica das diferenças de temperatura (ΔT_{ml})	16,32°C	
Coeficiente global de transferência de calor (U)	781,58W.m ² /K	
Área de troca térmica (A)	18,19m ²	
Comprimento (L)	91,18m	

Fonte: O Autor (2023)

5. CONCLUSÃO

Para atingir o propósito de resfriar o fluido vinho de 25°C para 5°C, utilizando o fluido refrigerante secundário propilenoglicol a 40% de concentração por volume, com regime de trabalho na entrada -5°C e 0°C na sua saída, a área de troca térmica necessária para o dimensionamento de um trocador de calor duplo tubo com escoamento contracorrente é de 18,19m². O trocador de calor duplo tubo é construído em total aço inox AISI 304 com diâmetros da tubulação 2.1/2" para o fluido vinho e 4" para o fluido propilenoglicol, seguido de conexões através de curvas 180°, uniões e repuxe nos tubos externos, é formado por um arranjo (2x8) dispostos em duas colunas com oito tubos por coluna de seis metros cada interligados em série. Os tubos externos de 4" possuem isolamento térmico em tubo isolante de borracha elastomérica para evitar a troca de calor com o ambiente. Diante do resultado da área de troca térmica e dos materiais utilizados para a configuração do trocador de calor duplo tubo, uma proposta de orçamento para a fabricação foi obtida no valor de R\$ 119.800,00 (cento e dezenove mil e oitocentos reais).

A vazão volumétrica necessária para o fluido propilenoglicol realizar o processo é de 44,13 m³/h com perda de pressão na região anelar do trocador de calor duplo tubo de 0,331 MPa e 0,405 MPa (41mca) no sistema como um todo. A motobomba SCHNEIDER BC-22 R 1.1/2", potência 10 cv, vazão 44,8 m³/h a 44mca atenderá os resultados obtidos, mas a instalação de um dispositivo eletrônico conhecido como inversor de frequência se fará necessário para corrigir a rotação da motobomba e entregar a vazão de projeto. O orçamento da motobomba fica no valor de R\$ 9.760,00 (nove mil setecentos e sessenta reais).

Para o fluido vinho com dado de entrada de vazão volumétrica estabelecido de 10 m³/h, a queda de pressão no tubo interno do trocador de calor duplo tubo é de 0,012 MPa e variação de pressão total do sistema de 0,172 MPa (1,72 bar). A bomba tipo NEMO® modelo NM045BY01L07B, vazão 10,9m³/h a 2 bar, motoredutor NETZSCH/SEW modelo NS57, 275 rpm, redução=6,41, 5,5 kW atenderá os resultados obtidos. A instalação do *inversor de frequência* também se fará necessário para corrigir a rotação e entregar a vazão de projeto. O orçamento da bomba helicoidal foi de R\$ 17.842,00 (dezessete mil oitocentos e quarenta e dois reais).

Referente aos resultados mencionados acima e da necessidade de acelerar processos de vinificação sem alterar as características do produto e principalmente dispor de um processo eficaz, os objetivos propostos do trabalho foram alcançados plenamente, assim, o investimento total necessário para atender o estudo de caso é no valor de R\$ 147.402,00 (cento e quarenta e sete mil quatrocentos e dois reais).

Com o atendimento do trabalho proposto, uma sugestão para trabalhos futuros é realizar um estudo da variação de temperatura do fluido vinho na entrada do trocador de calor duplo tubo. Diante disso, analisar os resultados obtidos e, demonstrar possíveis variações no dimensionamento na área de troca térmica entre os fluidos, bem como, o diferencial de pressão, o selecionamento de bombas para o escoamento e a viabilidade do projeto.

REFERÊNCIAS

ARAÚJO, E. C. D. C. Trocadores de Calor. 1. ed. São Carlos: UFSCar, 2002.

Kreith, Frank. *et al.* **Princípios de transferência de calor** - Tradução da 7ª edição norte-americana, 2ª edição. Cengage Learning Brasil, 2015.

Çengel, Yunus, A. e Afshin J. Ghajar. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**, 4ª edição, 2009.

Moreira, José Roberto, S. e Elí Wilfredo Zavaleta Aguilar. **Fundamentos de Transferência de Calor para Engenharia**. Grupo GEN, 2022.

Bergman, Theodore L. Incropera - **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, 8ª edição. Grupo GEN, 2019.

Welty, James, R. *et al.* **Fundamentos de Transferência de Momento, de Calor e de Massa**, 6ª edição. Grupo GEN, 2017.

Dow.com Disponível em: <https://www.dow.com/pt-br/pdp.dowfrost-heat-transfer-fluid.23545z.html#tech-content>. Acesso em: 10 de Abril de 2023.

Alfalaval.com.br Disponível em: <https://www.alfalaval.com.br/produtos/transferencia-de-calor/trocadores-de-calor-a-placa/trocadores-de-calor-a-placas-gaxetado/>. Acesso em: 18 de Maio de 2023.

https://schneidermotobombas.blob.core.windows.net/media/321009/schneider_tabela_selecao_2023-05_web.pdf. Acesso em: 09 de Agosto de 2023.

KERN, D. Q. Processo de transmissão de calor. Tradução de Horácio Macedo. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1980.

ANEXO A

Tabela A 1 - Relações da efetividade de trocadores de calor.

Configuração do Escoamento	Relação	
Escoamento paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	
Escoamento contracorrente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NUT(1 - C_r)]}$	$(C_r < 1)$
	$\varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT}$	$(C_r = 1)$
Casco e tubos		
Um passe no casco (2, 4, ... passes nos tubos)	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-(NUT)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(NUT)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$	
n passes no casco ($2n, 4n, \dots$ passes nos tubos)	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$	
Escoamento cruzado (passe único)		
Dois fluidos não misturados	$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NUT)^{0,22} \{ \exp[-C_r(NUT)^{0,78}] - 1 \} \right]$	
$C_{m\acute{a}x}$ (misturado), $C_{m\acute{i}n}$ (não misturado)	$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp \{-C_r[1 - \exp(-NUT)]\})$	
$C_{m\acute{i}n}$ (misturado), $C_{m\acute{a}x}$ (não misturado)	$\varepsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1} \{1 - \exp[-C_r(NUT)]\})$	
Todos os trocadores ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$	

Fonte: Incropera (2019)

ANEXO B

Tabela B 1 - Relações para o NUT de trocadores de calor.

Configuração do Escoamento	Relação
Escoamento paralelo	$\text{NUT} = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r}$
Escoamento contracorrente	$\text{NUT} = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right) \quad (C_r < 1)$
	$\text{NUT} = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (C_r = 1)$
Casco e tubos	
Um passe no casco (2, 4, ... passes nos tubos)	$(\text{NUT})_1 = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \ln\left(\frac{E - 1}{E + 1}\right)$ $E = \frac{2\varepsilon_1 - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}}$
n passes no casco (2n, 4n, ... passes nos tubos)	Use as Equações 11.30b e 11.30c com $\varepsilon_1 = \frac{F - 1}{F - C_r} \quad F = \left(\frac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/n} \quad \text{NUT} = n(\text{NUT})_1$
Escoamento cruzado (passe único)	
$C_{\text{máx}}$ (misturado), $C_{\text{mín}}$ (não misturado)	$\text{NUT} = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln(1 - \varepsilon C_r)\right]$
$C_{\text{mín}}$ (misturado), $C_{\text{máx}}$ (não misturado)	$\text{NUT} = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln[C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1]$
Todos os trocadores ($C_r = 0$)	$\text{NUT} = -\ln(1 - \varepsilon)$

Fonte: Incropera (2019)

ANEXO C

Tabela C 1 - Propriedades Termofísicas da Água Saturada.

Temperatura, T (K)	Pressão, p (bars) ^b	Volume Específico (m ³ /kg)		Calor de Vaporização, h_{fg} (kJ/kg)	Calor Específico (kJ/(kg · K))		Viscosidade (N · s/m ²)		Condutividade Térmica (W/(m · K))		Número de Prandtl		Tensão Superficial, $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m)	Coeficiente de Expansão, $\beta_f \cdot 10^6$ (K ⁻¹)	Temperatura, T (K)
		$v_f \cdot 10^3$	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_f \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	Pr_f	Pr_g			
273,15	0,00611	1,000	206,3	2502	4,217	1,854	1750	8,02	569	18,2	12,99	0,815	75,5	-68,05	273,15
275	0,00697	1,000	181,7	2497	4,211	1,855	1652	8,09	574	18,3	12,22	0,817	75,3	-32,74	275
280	0,00990	1,000	130,4	2485	4,198	1,858	1422	8,29	582	18,6	10,26	0,825	74,8	46,04	280
285	0,01387	1,000	99,4	2473	4,189	1,861	1225	8,49	590	18,9	8,81	0,833	74,3	114,1	285
290	0,01917	1,001	69,7	2461	4,184	1,864	1080	8,69	598	19,3	7,56	0,841	73,7	174,0	290
295	0,02617	1,002	51,94	2449	4,181	1,868	959	8,89	606	19,5	6,62	0,849	72,7	227,5	295
300	0,03531	1,003	39,13	2438	4,179	1,872	855	9,09	613	19,6	5,83	0,857	71,7	276,1	300
305	0,04712	1,005	29,74	2426	4,178	1,877	769	9,29	620	20,1	5,20	0,865	70,9	320,6	305
310	0,06221	1,007	22,93	2414	4,178	1,882	695	9,49	628	20,4	4,62	0,873	70,0	361,9	310
315	0,08132	1,009	17,82	2402	4,179	1,888	631	9,69	634	20,7	4,16	0,883	69,2	400,4	315
320	0,1053	1,011	13,98	2390	4,180	1,895	577	9,89	640	21,0	3,77	0,894	68,3	436,7	320
325	0,1351	1,013	11,06	2378	4,182	1,903	528	10,09	645	21,3	3,42	0,901	67,5	471,2	325
330	0,1719	1,016	8,82	2366	4,184	1,911	489	10,29	650	21,7	3,15	0,908	66,6	504,0	330
335	0,2167	1,018	7,09	2354	4,186	1,920	453	10,49	656	22,0	2,88	0,916	65,8	535,5	335

Fonte: Incropera (2019)

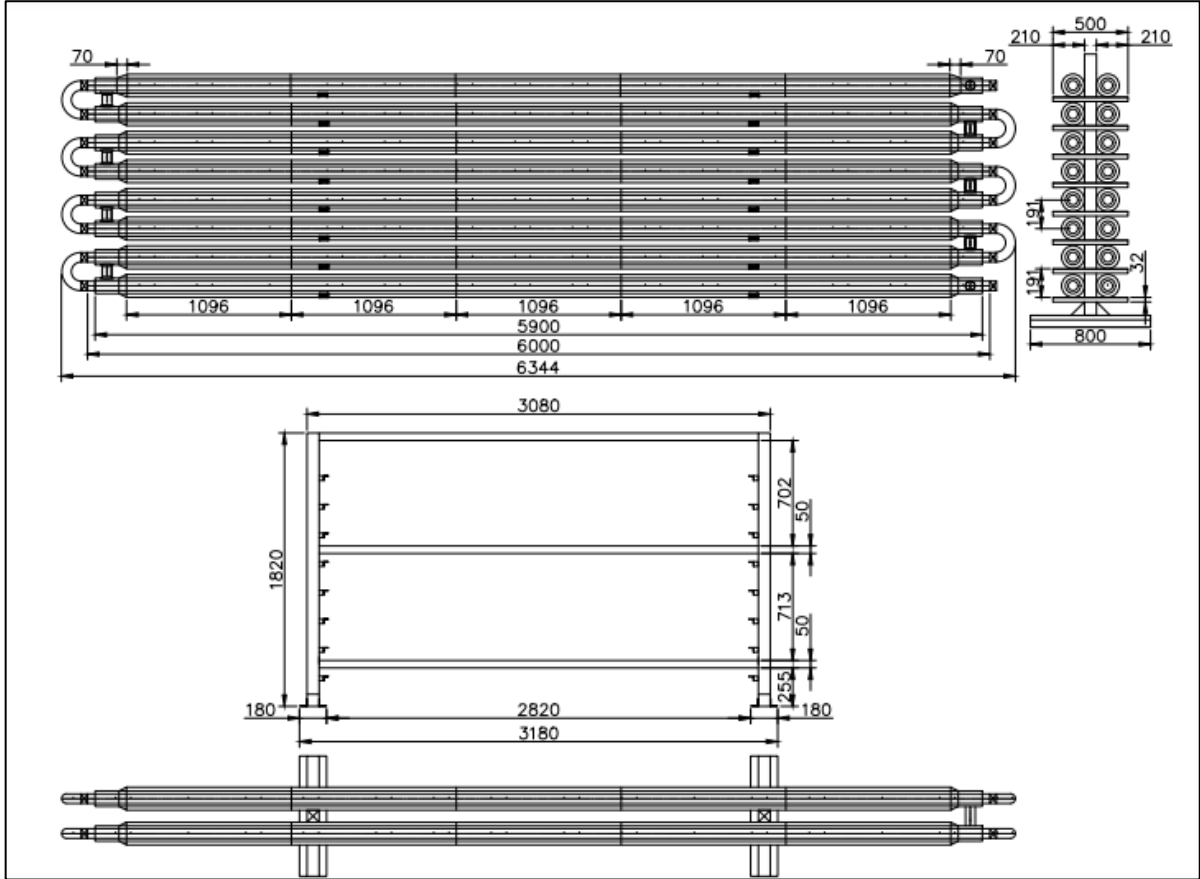
Tabela C 2 - Propriedades de saturação do fluido DOWFROST por concentração de propilenoglicol por volume.

Saturation Properties of DOWFROST™ Heat Transfer Fluid at 40% Propylene Glycol Concentration by Volume									
Temperature		Specific Heat		Density		Therm. Cond.		Viscosity	
°C	(°F)	kJ/(kg)(K)	(Btu/lb. °F)	kg/m ³	(lb./ft. ³)	W/mK	[Btu/hr. ft. ² (°F/ft.)]	mPa·s	(cps)
-20	(-4)	3.569	(0.853)	1053.16	(65.75)	0.3635	(0.2100)	48.9043	(48.90)
10	(50)	3.668	(0.877)	1042.14	(65.06)	0.3936	(0.2274)	7.2173	(7.22)
40	(104)	3.768	(0.900)	1026.49	(64.08)	0.4150	(0.2398)	2.2389	(2.24)
65	(149)	3.850	(0.920)	1009.90	(63.05)	0.4262	(0.2463)	1.1762	(1.18)
90	(194)	3.933	(0.940)	990.10	(61.81)	0.4313	(0.2492)	0.7462	(0.75)
120	(248)	4.032	(0.964)	962.08	(60.06)	0.4294	(0.2481)	0.5084	(0.51)

Fonte: Dow.com

ANEXO D




Projeto trocador de calor duplo tubo TCDT-16.



Fonte: O Autor (2023)

ANEXO E

















Proposta D 1 – Orçamento trocador de calor duplo tubo TCDDT-16

 			
Bento Gonçalves, 21 de Agosto de 2023.		Orçamento:	FERNANDO DAL CASTEL TCDDT-16
CLIENTE:	FERNANDO DAL CASTEL		
FONE:	54.98123.8372		
CIDADE:	BENTO GONÇALVES – RS.		
CONTATO:	Sr. Fernando Dal Castel – fernando.dalcastel@vinicolaaurora.com.br		
APLICAÇÃO:	Resfriamento de uva desengaçada, mosto de vinho até 5°C através de circulação em trocador de calor tipo duplo tubo, refrigerados por mistura 40% propilenoglicol na temperatura de -5°C, como segue: > TC DUPLO TUBO - vazão de vinho: 10.000 kg/h - T° entrada do mosto: 25°C - T° saída do mosto: 5°C - Carga térmica 01: 200.000 kcal/h		
1. DESCRIÇÃO DOS EQUIPAMENTOS:			
1.1– TROCADOR DE CALOR DUPLO TUBO TCDDT-16:			
Trocador de calor duplo tubo construído em total aço inox AISI 304, para troca de calor entre fluido secundário de refrigeração (mistura 40% glicol atóxico Te°: -5°C Ts°: 0°C) e mosto de moscatel ou vinho, sendo que o mosto/vinho estará circulando através do trocador de calor duplo tubo a uma vazão de 10.000 litros/hora com a de entrada de 25°C e temperatura de saída de 5°C. Materiais adotados na construção:			
<ul style="list-style-type: none"> - Tubo interno 2.1/2"OD inox AISI 304 polido interno, acabamento 2B externo, corrugado; - Tubo externo 4"OD inox AISI 304, acabamento 2B externo e interno; - Estrutura do trocador de calor em aço inox AISI 304 com tubo quadrado 80 x 80 mm; - Conexão dos tubos 2.1/2"OD através de curvas 180° e uniões SMS; - 06 Pés de apoio construídos em total inox AISI 304 com regulagem de altura para nivelamento do trocador. - Isolamento térmico em tubo isolante de borracha elastomérica (25 mm) com revestimento em chapa lisa de aço inox frisada e rebitada, com acabamentos nas extremidades e nos repuxes dos tubos; - Quantidade total de tubos: 16 tubos - Arranjo de montagem: 2 x 08 tubos - Dimensões externas: 800 x 6350 x 1820 mm Quantidade: 01 unidade			
2. INVESTIMENTO:			
2.1 – FORNECEDOR: MONOFRIO			
ITEM	DESCRIÇÃO	QTDE	VALOR UNITÁRIO
1.1	TROCADOR DE CALOR DUPLO-TUBO TCDDT-16	01	R\$ 119.800,00

Fonte: Monofrio Refrigeração (2023)

ANEXO F

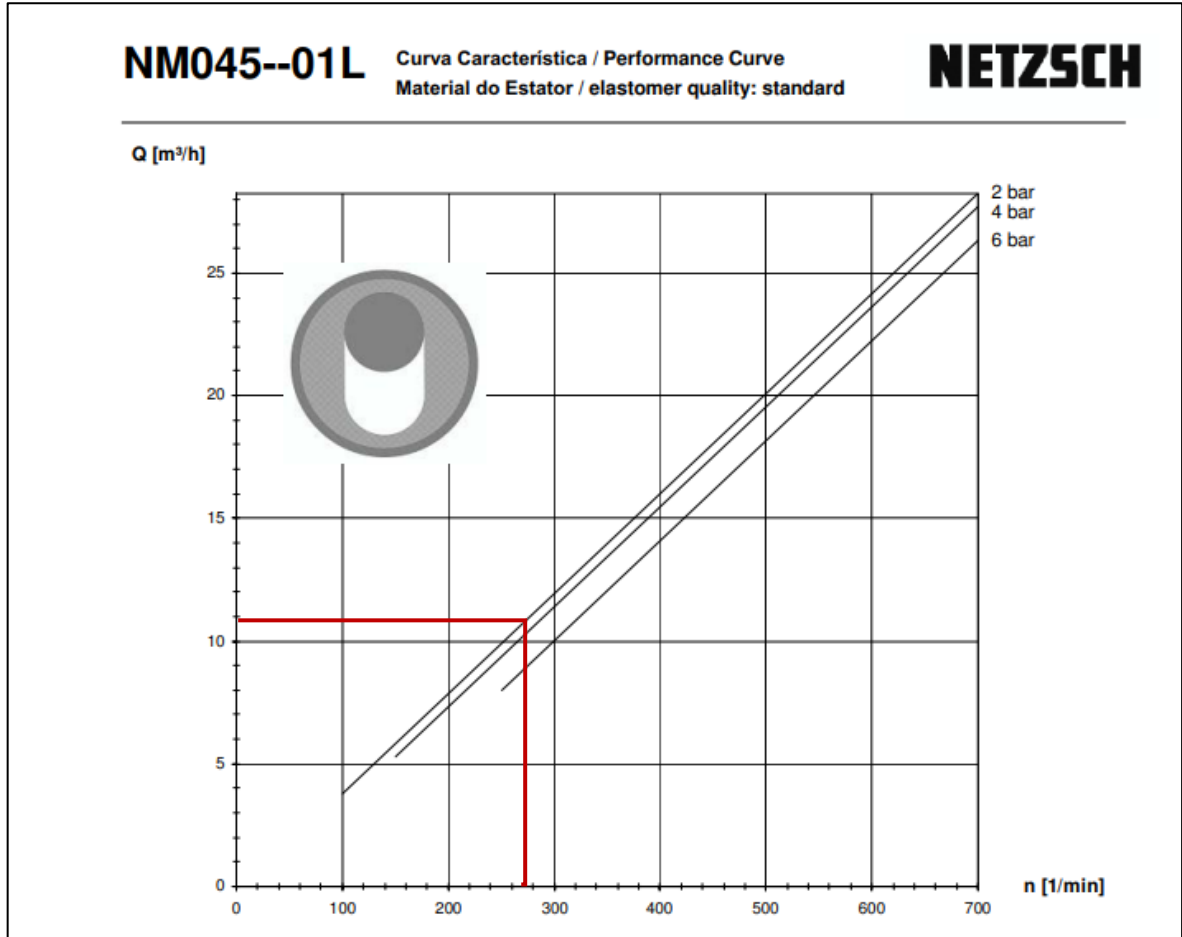
Tabela F 1 – Comprimentos equivalentes para acessórios em tubulações.

Comprimentos Equivalentes em Conexões											
Tabela de comprimentos equivalentes em metros de canalização, para cálculo das perdas de carga localizadas.											
CONEXÃO		Material	Diâmetro nominal X Equivalência em metros de canalização								
			3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"
Curva 90°		PVC	0,5	0,6	0,7	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,9
		Metal	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	1,0	1,3	1,6	2,1
Curva 45°		PVC	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
		Metal	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9
Joelho 90°		PVC	1,2	1,5	2,0	3,2	3,4	3,7	3,9	4,3	4,9
		Metal	0,7	0,8	1,1	1,3	1,7	2,0	2,5	3,4	4,2
Joelho 45°		PVC	0,5	0,7	1,0	1,3	1,5	1,7	1,8	1,9	2,5
		Metal	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	0,9	1,2	1,5	1,9
Tê de passagem direta		PVC	0,8	0,9	1,5	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	3,3
		Metal	0,4	0,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,6	2,1	2,7
Tê de saída lateral		PVC	2,4	3,1	4,6	7,3	7,6	7,8	8,0	8,3	10,0
		Metal	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2	6,7	8,4
Tê de saída bilateral		PVC	2,4	3,1	4,6	7,3	7,6	7,8	8,0	8,3	10,0
		Metal	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2	6,7	8,4
União		PVC	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,15	0,2	0,25
		Metal	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04
Saída de canalização		PVC	0,9	1,3	1,4	3,2	3,3	3,5	3,7	3,9	4,9
		Metal	0,5	0,7	0,9	1,0	1,5	1,9	2,2	3,2	4,0
Luva de redução (*)		PVC	0,3	0,2	0,15	0,4	0,7	0,8	0,85	0,95	1,2
		Aço	0,29	0,16	0,12	0,38	0,64	0,71	0,78	0,9	1,07
Registro de gaveta ou esfera aberto		PVC	0,2	0,3	0,4	0,7	0,8	0,9	0,9	1,0	1,1
		Metal	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,5	0,7	0,9
Registro de globo aberto		Metal	6,7	8,2	11,3	13,4	17,4	21,0	26,0	34,0	43,0
Registro de ângulo aberto		Metal	3,6	4,6	5,6	6,7	8,5	10,0	13,0	17,0	21,0
Válvula de pé com crivo		PVC	9,5	13,3	15,3	18,3	23,7	25,0	26,8	28,8	37,4
		Metal	5,6	7,3	10,0	11,6	14,0	17,0	22,0	23,0	30,0
Válvula de Retenção	Horizontal 	Metal	1,6	2,1	2,7	3,2	4,2	5,2	6,3	6,4	10,4
	Vertical 	Metal	2,4	3,2	4,0	4,8	6,4	8,1	9,7	12,9	16,1

Fonte: Schneider.ind.br

ANEXO G

Gráfico G 1 – Curva característica de performance bombas Netzsch.



Fonte: Fornecedor Netzsch (2023)

ANEXO H

Proposta H 1 – Orçamento Bomba de escoamento fluido vinho.

		Data		28/08/2023	
RESUMO DA OFERTA					
ITEM	DESCRIÇÃO	QTDE.	UNI.	PREÇO UNI.	PREÇO TOTAL
1	Bomba tipo NEMO® modelo NM045BY01L07B	1	Peça	R\$ 17.842,00	R\$ 17.842,00
ITEM 1 – BOMBA TIPO NEMO® MODELO NM045BY01L07B					
Descrição Técnica do Equipamento					
Tirantes e porcas dos tirantes	Aço Inoxidável AISI 304				
Carcça	Aço Inoxidável AISI 304				
Partes giratórias	Aço Inoxidável AISI 304				
Rotor	Aço Inoxidável AISI 304 UM 20 com cromo duro				
Estator	Borracha NEMOLAST S66				
Articulações	Tipo pino com vedação "SM" NBR c/ óleo atóxico				
Guarnição do eixo	Selo mecânico 8016165				
Sentido de rotação	Anti-horário				
Instalação	Horizontal				
Bocal de sucção (vertical)	Rosca sanitária 3" SMS				
Bocal de pressão (horizontal)	Rosca sanitária 3" SMS				
Pintura (plano nº 03)	cinza claro RAL 7035 – plano 4				
Teste de performance	Ensaio padrão NDB – 114				
Condições de Trabalho					
Produto para bombear	Vinho				
Temperatura de bombeamento	Ambiente				
pH	NI				
Vazão de projeto	10 m³/h				
Vazão nominal	10,9 m³/h				
Aspiração	afogada				
Pressão manométrica	Considerado 2 bar				
Rotação	275 rpm				
Frequência	60 Hz				
Velocidade tangencial (v _{gm})	0,97 m/s				
Potência absorvida	1,34 kW				
Tensão de alimentação	380 V – Solicitamos confirmar				
COMPOSIÇÃO DE FORNECIMENTO E PREÇOS					
01	Bomba				
01	Motoredutor NETZSCH/SEW modelo NS57, 275 rpm, i=6,41, 5,5 kW, 4 pólos, 220/380/440/760V, 60Hz, TRIFÁSICO, IP-55; TFVE; I.C. "F", ALTO RENDIMENTO				
01	Base tipo "T" em aço carbono				
NETZSCH do Brasil Ind. & Com. Ltda Rua Amélia Telles, 90 sala 01 CEP 90.460-070 Porto Alegre/RS - Brasil		Tel. +55 (51) 3103-7003 info.rs@netzsch.com www.netzsch.com.br		CNPJ: 82.749.987/0001-06 Inscrição Estadual: 250.005.050	


Fonte: Fornecedor Netzsch (2023)

ANEXO I

Tabela I 1 - Características hidráulicas das motobombas Schneider

BC-22

Motobombas para irrigação, abastecimento predial, sistemas de refrigeração, sistemas de prevenção e combate a incêndio e indústrias.




MODELO	Potência (CV)	Motor elétrico	Trifásico	Ø Succión (pulg.)	Ø Descarga (pulg.)	Peso total máquina sem vazão (m.c.a.)	Altura máxima de sucção (m.c.a.)	Ø Motor (mm)	CARACTERÍSTICAS HIDRÁULICAS																							
									Altura Manométrica Total (m.c.a.)																							
									20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	56	60	64	68	72	76	80
									Vazão em m ³ /h válida para sucção de 0 m.c.a.																							
BC-22 R 1A	3	x	x	1/4	1	39	8	155	10,2	9,7	9,2	8,7	8,1	7,5	6,8	6,1	5,2															
	4		x	1/4	1	48	8	169	*	*	10,7	10,3	9,9	9,4	8,9	8,4	7,9	7,3	6,7	6,0	5,2	4,3										
	5		x	1/4	1	59	8	186	*	*	*	11,1	10,8	10,4	10,1	9,7	9,4	9,0	8,6	8,2	7,7	7,2	6,7	6,1	5,5							
BC-22 R 1B	3	x	x	1/4	1	33	8	140	14,5	13,8	13,1	12,2	11,3	10,2																		
	4	x	x	1/4	1	42	8	154	*	*	15,7	15,1	14,5	13,8	13,0	12,2	11,2	10,1	8,4													
	5	x	x	1/4	1	55	8	170	*	*	*	16,6	16,3	15,9	15,5	15,1	14,6	14,1	13,5	12,8	11,9	11,0	9,7	7,5								
	7,5	x	x	1/4	1	68	8	191	*	*	*	*	17,2	17,0	16,7	16,4	16,1	15,8	15,5	15,2	14,8	14,5	14,1	13,6	12,7	11,4	9,4					
BC-22 R 1V4	5	x	x	1/2	1/4	48	8	163	*	*	*	*	*	*	19,9	19,1	18,3	17,3	16,2	14,9	12,9											
	7,5	x	x	1/2	1/4	63	8	184	*	*	*	*	*	*	*	20,0	19,6	19,2	18,7	18,2	17,7	17,2	16,5	15,0	11,9							
	10	x	x	1/2	1/4	75	8	201	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	20,0	19,6	19,2	18,8	18,0	17,0	15,8	14,3					
BC-22 R 1V2	7,5	x	x	2	1/2	45	8	156	*	*	*	*	*	*	*	39,7	36,2	32,2	27,1	19,0												
	10	x	x	2	1/2	54	8	167	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	44,8	41,2	37,1	32,2	25,6								
	12,5	x	x	2	1/2	60	8	175	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	49,1	45,3	41,3	31,8							
	15	x	x	2	1/2	68	8	186	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	51,0	43,9	34,5							
	20		x	2	1/2	81	8	201	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	53,9	47,3	39,0	25,0					

Fonte: Schneider.ind.br

ANEXO J

Proposta J 1 – Orçamento Bomba de escoamento fluido propilenoglicol.

	Nº Orçamento: 2.387						
	Emissão: 29/08/2023 Entrega: 29/08/2023						
GELSO CARELLI ME Endereço: RUA FIORELO BERTUOL, 466 CEP: 95705128 Cidade: BENTO GONÇALVES UF: RS CNPJ: 25.226.682/0001-86 IE: 0100179800 Telefone: (54) 99202-2672 E-mail: bgmaq@hotmail.com							
Cliente: FERNANDO DAL CASTEL CPF: . . . Endereço: GERAL, Bairro: CENTRO Cidade: BENTO GONCALVES CEP: 95700000 UF: RS Telefone: 5434552000 E-mail:							
Seq	Código	Descrição	Unidade	Entrega	Qtde	VL unitário	VL total
Produtos							
1	766	MOTOBOMBA SCHNEIDER BC-22 1 1/2 POTENCIA 10CV 380V	UN		1,00	9.760,00	9.760,00
Observação							
1 MOTOBOMBA COM PRESSÃO MÁXIMA DE 52MCA							
2 MOTOBOMBA COM VAZÃO DE 44,8 M3H A 44MCA							
3 SUÇÃO 2 POLEGADAS E RECALQUE 1 1/2 POLEGADAS							
Dados gerais							
Vendedor: GELSO CARELLI ME				E-mail: bgmaq@hotmail.com			
Condições:				Frete: CIF (Contratação do Frete por conta do Remetente)			
Total produtos:	9.760,00	Total serviços:	0,00	Total geral:	9.760,00	Total frete:	0,00
BENTO GONÇALVES, segunda-feira, 9 de outubro de 2023							

Fonte: Fornecedor autorizado Schneider (2023)