

# Design termo-hidráulico de um permutador de calor duplo e sem aletas para arrefecimento do leite. Parte 1 - Permutador de calor sem aletas.

## *Diseño térmico-hidráulico de un intercambiador de calor de doble tubo sin y con aletas para el enfriamiento de leche. Parte 1 – Intercambiador de calor sin aletas.*

Amaury Pérez Sánchez <sup>1</sup> \*; Laura de la Caridad Arias Águila <sup>2</sup>; Heily Victoria González <sup>3</sup>; María Isabel La Rosa Veliz <sup>4</sup>; Zamira María Sarduy Rodríguez <sup>5</sup> & Lizthalia Jiménez Guerra <sup>6</sup>

Recebido: 06/06/2025 – Aceite: 29/10/2025 – Publicado: 01/01/2026

Artigos de  
Investigação



Artigos de  
Revisão



Artigos de  
Ensaio



\* Autor  
correspondente.



Esta obra está licenciada sob uma licença internacional Creative Commons Atribuição-NãoComercial-Partilha Igual 4.0 (CC BY-NC-SA 4.0). Os autores mantêm os direitos sobre os seus artigos e podem partilhar, copiar, distribuir, executar e comunicar publicamente a obra, desde que a autoria seja reconhecida, não utilizada para fins comerciais e que a mesma licença seja mantida em obras derivadas.

### Resumo.

Os permutadores de calor de tubo duplo (DPHEs) ganharam importância nos últimos anos devido à sua construção simples, compactidade, facilidade de manutenção e limpeza, e custos operacionais/de capital relativamente baixos, com uma utilização generalizada em serviços de transferência de calor que envolvem aquecimento ou arrefecimento sensível de fluidos de processo. Este artigo visa desenhar um DPHE do ponto de vista termo-hidráulico, para determinar a sua adequação e aplicabilidade para arrefecer um jato de leite de vaca líquido usando água fria como refrigerante. Foram calculados vários parâmetros de projeto, como o número total de alfinetes (21), a área de superfície de transferência de calor (12,92 m<sup>2</sup>), o fator de limpeza (0,752) e a percentagem sobre a superfície (32,96%), que podem ser considerados satisfatórios. Além disso, é necessário um caudal mássico de água refrigerada de 9,32 kg/s, classificado como elevado. O DPHE projetado não pode ser aplicado satisfatoriamente no serviço de transferência de calor solicitado porque a queda de pressão (9.481.246 Pa) do fluido do lado do tubo (água refrigerada) é bastante superior ao limite máximo permitido estabelecido pelo processo (85.000 Pa), o que também aumenta a potência de bombagem necessária para este fluido para um valor importante (110,5 kW). O DPHE projetado custará cerca de USD \$ 45.600 com base em maio de 2025.

### Palavras-chave.

Permutador de calor duplo sem aletas; design térmico; número de ganchos; queda de pressão; potência de bombagem; custo de compra.

### Resumen.

Los intercambiadores de calor de doble tubo (ICDT) han adquirido importancia en años recientes como resultado de su construcción simple, compactación, facilidad de mantenimiento y limpieza, y costos capitales/operación relativamente bajos, con uso extendido en servicios de transferencia de calor que involucren calentamiento y enfriamiento sensible de fluido de proceso. Este artículo tiene como objetivo diseñar un ICDT desde el punto de vista térmico-hidráulico, para determinar su idoneidad y aplicabilidad para enfriar una corriente de leche de vaca líquida usando agua fría como agente de enfriamiento. Varios parámetros de diseño fueron calculados tales como el número total de horquillas (21), área superficial de transferencia de calor (12,92 m<sup>2</sup>), factor de limpieza (0,752) y porcentaje de sobre superficie (32,96%), los cuales pueden considerarse satisfactorios. También, se requiere un caudal mássico de agua fría de 9,32 kg/s, clasificado como elevado. El ICDT diseñado no puede aplicarse satisfactoriamente en el servicio de transferencia de calor demandado debido a que la caída de presión (9 481 246 Pa) del fluido del lado del tubo (agua de enfriamiento) es muy superior que el límite permisible máximo fijado por el proceso (85 000 Pa), lo cual también incrementa la potencia de bombeo requerida para este fluido hacia un valor importante (110,5 kW). El IDCT diseñado costará alrededor de USD \$ 45 600 basado en Mayo del 2025.

### Palabras clave.

Intercambiador de calor de doble tubo; diseño térmico; número de horquillas; caída de presión; costo de adquisición.

## 1. Introdução

Os permutadores de calor são aparelhos concebidos para facilitar a transferência de calor entre dois ou mais fluidos com as variações de temperatura [1]. Nas últimas décadas, a importância dos permutadores de calor cresceu substancialmente devido ao seu papel na eficiência energética, recuperação e transformação, bem como à integração de fontes de energia alternativas [2].

A energia térmica que passa por um permutador de calor pode ser tanto calor sensível como calor latente proveniente dos fluidos em movimento. O fluido que fornece a energia térmica é conhecido como fluido quente, enquanto o fluido que absorve energia térmica é designado fluido frio. Dentro de um permutador de calor, espera-se que a temperatura do fluido quente diminua, enquanto a temperatura do fluido frio aumenta. A função principal de um permutador de calor é aumentar ou diminuir a temperatura do fluido-alvo [3].

<sup>1</sup> Universidade de Camagüey; Faculdade de Ciências Aplicadas; [amaury.perez84@gmail.com](mailto:amaury.perez84@gmail.com); <https://orcid.org/0000-0002-0819-6760>, Camagüey; Cuba.

<sup>2</sup> Universidade de Camagüey; Faculdade de Ciências Aplicadas; [aguilaariaslaura@gmail.com](mailto:aguilaariaslaura@gmail.com); <https://orcid.org/0000-0002-6494-9747>, Camagüey; Cuba.

<sup>3</sup> Faculdade de Ciências Aplicadas; Universidade de Camagüey; [heily.victoria@reduc.edu.cu](mailto:heily.victoria@reduc.edu.cu); <https://orcid.org/0009-0007-9319-6506>, Camagüey; Cuba.

<sup>4</sup> Universidade de Camagüey; Faculdade de Ciências Aplicadas; [maria.rosa@reduc.edu.cu](mailto:maria.rosa@reduc.edu.cu); <https://orcid.org/0000-0002-9517-6118>, Camagüey; Cuba.

<sup>5</sup> Universidade de Camagüey; Faculdade de Ciências Aplicadas; [Zamira.sarduy@reduc.edu.cu](mailto:Zamira.sarduy@reduc.edu.cu); <https://orcid.org/0000-0003-1428-3809>, Camagüey; Cuba.

<sup>6</sup> Universidade de Camagüey; Faculdade de Ciências Aplicadas; [lizthalia.jimenez@reduc.edu.cu](mailto:lizthalia.jimenez@reduc.edu.cu); <https://orcid.org/0000-0002-2471-7263>; Camagüey; Cuba.

Os permutadores de calor são frequentemente utilizados em vários setores, incluindo instalações de produção de energia, fabrico químico, biotecnologia, setor alimentar, engenharia ambiental e recuperação de calor residual, entre outros. O tipo mais básico de permutador de calor moderno é o permutador de calor de duplo tubo [4], também referido como permutador de calor em curva [1].

O DPHE foi desenvolvido no final da década de 1940, e a investigação realizada desde então tem em grande parte apoiado a sua eficácia para alcançar desenvolvimentos significativos. Este tipo de permutador de calor facilita a transferência de energia térmica principalmente entre líquidos quentes e frios, geralmente dentro de tubagens concêntricas dispostas em várias disposições, inicialmente montadas em paralelo e posteriormente adaptadas a projetos de contrafluxo [5].

Um permutador de calor DPHE é composto por um ou mais tubos dispostos concêntricos dentro de um tubo de maior diâmetro, com acessórios concebidos para direcionar o fluxo de uma secção para outra. Neste tipo de permutador de calor, um fluido circula dentro do tubo interior (lado do tubo), enquanto outro fluido atravessa a área anular circundante (anulus). O tubo interior é ligado por curvas em forma de U que se encontram numa caixa de retorno [1].

Um DPHE pode ser configurado em diferentes configurações em série e paralelas [1] para satisfazer as necessidades de queda de pressão, transferência de calor e diferença de temperatura média logarítmica (LMTD) [6].

Este tipo de permutador de calor é utilizado para aplicações que envolvem baixas caudais, uma ampla gama de temperaturas [7] e serviços de alta pressão devido aos tubos mais estreitos [1], sendo adequado para operações contínuas que exigem tarefas de baixo a médio calor [8], especificamente para processos que necessitam de aquecimento ou arrefecimento sensível em fluidos, onde são necessárias superfícies compactas e pequenas de transferência de calor de até 50 m<sup>2</sup> [1].

Encontra ampla aplicação em indústrias típicas como produção alimentar, química, biotecnologia e processos de gás e petróleo [9], que frequentemente requerem aquecimento ou arrefecimento de fluidos de processo, sendo também amplamente utilizado em centros de investigação relacionados com engenharia energética [10].

Como referido em [7], o DPHE é crucial para tarefas como reaquecimento, pasteurização, aquecimento e pré-aquecimento. A sua acessibilidade em termos de design e manutenção torna-a uma escolha preferida, especialmente para indústrias de pequena escala.

Como referido em [6], o DPHE é uma opção económica para sistemas de arrefecimento em circuito fechado, onde um

fornecimento suficiente de água adequada está acessível a um preço acessível para satisfazer as necessidades térmicas.

Estes permutadores de calor são adequados para processos em que um dos fluxos é um gás ou um líquido espesso, ou quando o volume é limitado em situações de grande incrustação. Isto deve-se aos seus simples processos de limpeza e manutenção. Podem servir como substituto dos permutadores de calor de casca e tubo quando funcionam como verdadeiros permutadores de calor de fluxo contrário. Os DPHEs apresentam um tubo exterior com diâmetro interno entre 50 a 400 mm e um comprimento padrão de 1,5 a 12. por grampo de cabelo. O diâmetro exterior do tubo interior pode variar de até . Uma desvantagem significativa é o seu volume e o elevado custo por unidade de área de superfície de transferência de calor [1]. 0 m19 mm100 mm

Uma vantagem do DPHE reside na sua acessibilidade em termos de design e manutenção, caracterizada por uma configuração básica fácil de instalar, limpar, manter e adaptar, o que prolonga significativamente a sua vida útil e funcionalidade [10].

Peccini et al., [11] sugeriram que, quando um fluxo inclui partículas suspensas, o DPHE pode ser uma opção preferível, pois podem incorporar um tubo interior de maior diâmetro para evitar obstruções. Adicionalmente, este tipo de permutador de calor oferece versatilidade devido ao seu design modular, permitindo adaptações mais fáceis a modificações nos processos. Os mesmos autores notaram que o fluxo longitudinal dentro de um DPHE elimina zonas estagnadas, que provavelmente acumulam depósitos em permutadores de casca e tubos.

É essencial projetar termicamente os permutadores de calor de forma a potenciar a transferência de calor, mantendo a queda de pressão dos fluidos dentro de limites aceitáveis. Um desafio frequente enfrentado pelas indústrias é extrair de forma eficiente o calor de um fluxo de utilidade proveniente de um processo específico e usar essa energia para aquecer outro fluxo de processo.

Uma forma de maximizar a extração de calor pode envolver aumentar a área de transferência de calor ou aumentar a taxa de fluxo do refrigerante; No entanto, ambas as estratégias podem levar ao aumento dos custos de bombagem, tornando imprudente aumentar estes parâmetros sem considerar as quedas de pressão. A abordagem convencional ao desenho de permutadores de calor exige uma avaliação cuidadosa de todos os fatores de projeto através de um processo detalhado de tentativa e erro, tendo em conta todas as variações potenciais [12].

Em [7] é indicado que os engenheiros enfrentam dificuldades significativas ao conceber um permutador de calor eficaz. Este desafio surge não só da necessidade de avaliar com precisão a eficiência a longo prazo e os custos financeiros associados, mas também da necessidade crucial de examinar minuciosamente aspetos como a transferência de calor, a

queda de pressão e a eficácia global, que exigem um esforço intenso.

Segundo [13], a otimização no desenho de permutadores de calor é um tema amplamente explorado na literatura existente. A maior parte da investigação que abordou esta questão utilizou métodos analíticos em formato fechado para representar as características operacionais dos sistemas, incluindo técnicas como a LMTD e as abordagens de eficácia ( $\varepsilon$ -NTU). Estes métodos analíticos baseiam-se na suposição de valores físicos consistentes das propriedades e coeficientes de transferência de calor, o que pode levar a inconsistências significativas em vários cenários de concepção.

No desenho de um DPHE, a maioria das fontes académicas [14,15,16] normalmente incorpora uma coleção mais ampla de elementos de design, como dimensões físicas, distribuições de fluidos e configurações envolvendo múltiplas unidades. Frequentemente dependem de um processo convencional de experimentação e validação; Neste método. Os elementos de design são determinados inicialmente e, subsequentemente, é calculado o número de alfinetes necessários para essa configuração. Se o permutador de calor obtido for considerado inadequado — por razões como a queda de pressão permitida para os caudais especificados fora dos limites predeterminados ou a velocidade dos fluxos não dentro dos limites exigidos — sugere-se uma modificação no projeto e os cálculos são reconsiderados.

Esta metodologia depende fortemente da experiência do projetista e não garante resultados ótimos. As opções disponíveis para os projetistas para novos testes são várias; Podem modificar comprimentos, diâmetros de tubos, arranjos de ganchos e outras características para reduzir a queda de pressão ou aumentar o coeficiente de transferência de calor. Os profissionais confiam nos seus julgamentos intuitivos para, em última análise, desenvolver um permutador de calor viável, que é o objetivo principal da abordagem de design [11].

Foram reportadas inúmeras investigações em que um DPHE foi concebido utilizando diferentes metodologias e ferramentas. Neste sentido, foi realizado um estudo teórico e prático abrangente em [6], onde foram executadas simulações para avaliar o design e a funcionalidade de um DPHE. Esta avaliação de desempenho foi realizada utilizando dinâmica dos fluidos computacional (CFD), enquanto a eficácia global também foi calculada.

Da mesma forma, [9] realizou uma análise numérica sobre como a razão entre diâmetros de tubos e a relação entre diâmetro e comprimento influenciam o desempenho dos permutadores de calor num DPHE, utilizando software CFD para modelar os cenários com ar incompressível. Identificaram estatisticamente e otimizaram os fatores que conduzem à máxima transferência de calor em condições de fluxo constante, com base nos resultados. Os investigadores

notaram que os seus resultados ajudarão em futuras investigações sobre o design de permutadores de calor com dimensões ótimas para comprimento e diâmetro.

Adicionalmente, [13] discutiu a utilização de uma formulação de programação linear inteira (ILP) para desenhar DPHE. O modelo utilizado para o permutador de calor baseava-se na discretização das equações de conservação; Consequentemente, as propriedades físicas foram avaliadas localmente, incorporando a sua dependência da temperatura no modelo. Os resultados numéricos demonstraram a eficácia deste método proposto, revelando que os métodos analíticos podem subestimar ou sobrestimar o tamanho necessário de um permutador de calor.

De forma semelhante, [8] executou um projeto e montagem extensos de um DPHE do tipo laboratório, adequado tanto para disposições paralelas como de fluxo contracorrente. O permutador de calor desenvolvido nesta investigação foi construído em aço galvanizado tanto para o tubo como para a carcaça, enquanto as métricas de desempenho (como LMTD, taxa de transferência de calor, eficácia e coeficiente global de transferência de calor) foram recolhidas e comparadas entre as duas configurações utilizadas.

Em [1], vários DPHEs foram concebidos termicamente para serem utilizados como arrefecedores de óleo em navios navais, enquanto os DPHEs projetados foram avaliados entre si quanto à quantidade de alfinetes, à queda de pressão e à potência necessária para a bombagem. Esta avaliação incorporou os números de Nusselt sugeridos por vários investigadores em quatro categorias de design diferentes: nadadeiras limpas, nadadeiras enredadas, limpas sem barbatanas e sem barbatanas ensujadas.

De forma semelhante, em [10] foi avaliada a eficácia das abordagens teóricas existentes para desenhar um DPHE com espaçamento estreito dos tubos e baixas velocidades do fluido, correspondendo às características de fluxo laminar do fluido de transferência de calor dentro do anel. Esta investigação analisou minuciosamente as razões por detrás das discrepâncias ao comparar resultados teóricos com dados experimentais, oferecendo sugestões para o desenho adequado da DPHE.

Da mesma forma, em [17] um DPHE foi conceptualizado, construído e incorporado numa instalação operacional de gaseificação de biomassa para captar calor do gás de síntese libertado pelo gaseificador, que tem uma temperatura de saída próxima dos 350 °C.

Em [11], foi explorada a otimização de um DPHE usando métodos matemáticos, focando-se em minimizar a área do permutador enquanto consideram as condições termodinâmicas dos fluidos para aplicar as correlações de transporte adequadas, juntamente com restrições de projeto como quedas de pressão máximas e área mínima excedente.

Esta investigação introduziu duas estratégias de programação não linear de inteiros mistos, expandindo o leque de variáveis de design em comparação com estudos anteriores. Estas variáveis incluíam a distribuição dos fluxos de fluido (quer dentro do tubo interior, quer no anel), os diâmetros de ambos os tubos, o comprimento do tubo, a quantidade de ramos paralelos, o número de unidades dispostas em série e paralelas dentro de cada ramo, bem como o número de alfinetes em cada unidade, que afetam a configuração dos alfinetes.

Em [12], o design mais eficaz de um DPHE foi expresso como um desafio de programação geométrica de variável única. A resolução deste problema fornece as dimensões ótimas para os diâmetros dos tubos interior e exterior e o caudal utilitário necessário para um DPHE de um comprimento especificado, dado um caudal pré-determinado para o fluxo do processo e uma diferença de temperatura definida da entrada para a saída.

Em [18], foi concebido um DPHE para investigar o processo de transferência de calor que ocorre entre dois fluidos (água/água) através de um separador sólido. Foi desenvolvido com uma configuração de contrafluxo, utilizando o método de análise LMTD.

Em [19], foi utilizado um método que combina a análise relacional cinzenta (GRA) com redes neuronais artificiais (RNAs) e algoritmos genéticos (GAs) para avaliar a importância de parâmetros como eficácia, resistência térmica e coeficiente global de transferência de calor, classificando estes parâmetros numa sequência específica. A metodologia integrada introduzida nesta investigação tem o potencial de melhorar as capacidades de resolução de problemas e oferecer conhecimentos perspicazes para melhorar o desempenho dos permutadores de calor em diferentes indústrias.

Em [20] foi delineado o cálculo dos parâmetros de design térmico de um DPHE para garantir o aquecimento e esterilização eficazes de um fluxo de fluido orgânico utilizado no processo de separação semente-casca para vários vegetais.

Por fim, [21] explorou tanto métodos analíticos como numéricos no desenho de uma DPHE. A análise incluiu a consideração de uma transferência de calor sensível, e o permutador de calor foi personalizado para se adequar às condições reais de funcionamento de uma instalação química. Esta investigação utilizou um modelo analítico utilizando o método de efetividade-número de unidades de transferência (e-NTU) juntamente com a abordagem LMTD no design do DPHE, com gráficos de desempenho criados durante a fase de conceção para o permutador de calor especificado.

Numa fábrica de processamento de laticínios cubana, é necessário arrefecer o jato líquido de leite de vaca usando água fria, e para isso foram propostos dois DPHEs, o

primeiro sem aletas e o segundo com aletas longitudinais no tubo interior (com aletas). Neste contexto, o presente artigo é a primeira parte de um projeto em duas partes, onde um DPHE sem aletas é projetado para saber se este permutador de calor é adequado para ser implementado neste serviço de transferência de calor, através do cálculo de vários parâmetros de projeto, como o número total de ganchos, o fator de limpeza, a percentagem sobre a superfície, a queda de pressão e o poder de bombeamento de ambos os fluxos de líquido, entre outros.

Da mesma forma, também foi calculado o custo de compra do DPHE sem aletas. No segundo artigo, é concebido um DPHE com aletas, onde também são calculados os principais parâmetros de projeto mencionados anteriormente, enquanto os resultados serão comparados e avaliados em relação aos calculados para o DPHE sem aletas do presente estudo, de modo a selecionar o DPHE mais adequado, económico e aplicável do ponto de vista termo-hidráulico para realizar este serviço de transferência de calor.

## 2. Materiais e métodos.

### 2.1. Enunciado do problema.

É necessário arrefecer 4.320 kg/h de um fluxo líquido de leite de vaca de 60 °C a 10 °C através de água refrigerada disponível a 2 °C, onde a temperatura de saída do jato de água refrigerada não deve exceder 8 °C. Os seguintes dados estão disponíveis para o tubo e o anel:

- Anel de diâmetro nominal: 2 pol.
- Diâmetro nominal do tubo interior: 1 pol.
- Comprimento do tubo: 3 m.
- Número de tubos dentro do anel: 1.
- Material do tubo: aço carbono.
- Condutividade térmica do material do tubo: 52 W/m.K.

Projete um permutador de calor duplo sem aletas usando a metodologia reportada por [15], onde devem ser calculados vários parâmetros termo-hidráulicos e de projeto, como a área de transferência de calor, o número total de alfinetes, o fator de limpeza, a percentagem sobre a superfície, a queda de pressão e a potência de bombagem de ambos os fluxos líquidos. É exigido que a queda de pressão tanto do lado do tubo como do fluido anular não exceda 85.000 Pa. Por fim; calcular o custo do equipamento adquirido do DPHE projetado e atualizá-lo para 2025.

### 2.2. Metodologia de conceção.

#### *Percentagem sobre a superfície*

Passo 1. Definição dos parâmetros iniciais para os fluxos: A Tabela 1 apresenta os parâmetros iniciais que devem ser definidos para ambos os fluxos de fluido

Tabela 1. Parâmetros iniciais a definir para ambos os fluxos.

Parâmetro	Fluido quente	Fluido frio	Unidades
-----------	---------------	-------------	----------



Caudal mássico	$m_h$	$m_c$	kg/h
Temperatura de entrada	$T_1$	$t_1$	°C
Temperatura de saída	$T_2$	$t_2$	°C
Queda máxima de pressão permitida	$\Delta P_{mh}$	$\Delta P_{mc}$	Pa
Fator de falta	$R_h$	$R_c$	M2. K/W

Fonte: Explicação própria.

Passo 2. Definição das dimensões geométricas dos ganchos:  
A Tabela 2 mostra as dimensões geométricas a definir para os ganchos.

Tabela 2. Dimensões geométricas a definir para os ganchos.

Parâmetro	Símbolo	Unidades
Comprimento do tubo	$L_t$	m
Anel de diâmetro interno	$D_i$	m
Diâmetro interno do tubo interior	$d_i$	m
Câmara interior de diâmetro externo	$d_e$	m
Material metálico de condutividade térmica do tubo interior	$k_m$	W/m.K

Fonte: Explicação própria.

Passo 3. Definição do arranjo de fluxo dentro do permutador de calor de tubo duplo:

- Contra-fluxo.
- Paralelo.

Passo 4. Alocação de fluidos dentro do permutador de calor de duplo tubo

Passo 5. Considere o isolamento do permutador de calor de duplo tubo contra perdas de calor.

Passo 6. Temperatura média de ambos os fluidos:

- Fluido quente (): $T$

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (1.1)$$

- Fluido frio (): $\bar{t}$

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (1.2)$$

Passo 7. Parâmetros físicos de ambos os fluidos à temperatura média:

A Tabela 3 apresenta as propriedades físicas que devem ser definidas para ambos os fluidos à temperatura média calculada no passo anterior.

Tabela 3. Parâmetros físicos a definir para ambos os fluidos.

Parâmetro	Fluido quente	Fluido frio	Unidades
Densidade	$\rho_h$	$\rho_c$	kg/m <sup>3</sup>

Viscosidade	$\mu_h$	$\mu_c$	Pa.s
Capacidade calorífica	$Cp_h$	$Cp_c$	kJ/kg. K
Condutividade térmica	$k_h$	$k_c$	W/m.K

Fonte: Explicação própria.

Passo 8. Carga térmica (): $Q$

- Usando os dados para o fluido quente:

$$Q = \frac{m_h}{3,600} \cdot Cp_h \cdot (T_1 - T_2) \quad (1.3)$$

- Usando os dados para o fluido frio:

$$Q = \frac{m_c}{3,600} \cdot Cp_c \cdot (t_2 - t_1) \quad (1.4)$$

Onde tanto como são dados em kg/h.  $m_h m_c$

Passo 9. Caudal mássico de um curso de água:

- Caudal mássico do fluido quente:

$$m_h = \frac{Q}{Cp_h \cdot (T_1 - T_2)} \quad (1.5)$$

- Caudal mássico do fluido frio:

$$m_c = \frac{Q}{Cp_c \cdot (t_2 - t_1)} \quad (1.6)$$

Passo 10. Temperatura da parede do tubo (): $T_w$

$$T_w = \frac{1}{2} \cdot (\bar{T} + \bar{t}) \quad (1.7)$$

Passo 11. Viscosidade de ambos os fluidos à temperatura da parede do tubo:

Fluido quente () [Pa.s]. $\mu_{hw}$

Fluido frio () [Pa.s]. $\mu_{cw}$

Passo 12. Área líquida de fluxo livre do tubo interior (): $A_{ct}$

$$A_{ct} = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \quad (1.8)$$

Passo 13. Velocidade do fluido do lado do tubo (): $v_t$

$$v_t = \frac{m_t}{\rho_t \cdot A_{ct}} \quad (1.9)$$

Onde é dada em kg/s.  $m_t$

Passo 14. Número de Reynolds do fluido do lado do tubo (): $Re_t$

$$Re_t = \frac{\rho_t \cdot v_t \cdot d_i}{\mu_t} \quad (1.10)$$

Passo 15. Número de Prandtl do fluido do lado do tubo (): $Pr_t$

$$Pr_t = \frac{Cp_t \cdot \mu_t}{k_t} \quad (1.11)$$

Onde é dado em J/kg.K.  $Cp_t$

Passo 16. Número de Nusselt para o fluido do lado do tubo ( $Nu_t$ ):

- Fluxo laminar ( $< 2.300$ )  $Re_t$

$$Nu_t = 1.86 \cdot (Re_t \cdot Pr_t)^{0.33} \cdot \left(\frac{d_i}{L_t}\right)^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{tw}}\right)^{0.14} \quad (1.12)$$

Válido para tubos lisos para as seguintes condições:

$$0,48 < < 16.700 Re_t \cdot Pr_t$$

$$0,0044 < < 9,75 \left(\frac{\mu_t}{\mu_{tw}}\right)^{0.14}$$

$$\left(Re_t \cdot Pr_t \cdot \frac{d_i}{L_t}\right)^{0.33} \left(\frac{\mu_t}{\mu_{tw}}\right)^{0.14} \geq 2$$

- Escoamento turbulento ( $2.300 < < 10Re_t^4$ ) [Correlação de Gnielinski]:

$$Nu_t = \frac{\left(\frac{f_t}{2}\right) \cdot (Re_t - 1,000) \cdot Pr_t}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_t}{2}\right)^{0.5} \cdot (Pr_t^{2/3} - 1)} \quad (1.13)$$

Onde é o fator de atrito de Fanning para o fluido do lado do tubo e é calculado usando a seguinte correlação:  $f_t$

$$f_t = (1.58 \cdot \ln Re_t - 3.28)^{-2} \quad (1.14)$$

- Escoamento turbulento ( $104 < < 5 \times 10Re_t^6$ ) [Correlação de Prandtl]:

$$Nu_t = \frac{\left(\frac{f_t}{2}\right) \cdot Re_t \cdot Pr_t}{1 + 8.7 \cdot \left(\frac{f_t}{2}\right)^{0.5} \cdot (Pr_t - 1)} \quad (1.15)$$

Válido por  $> 0,5 \cdot Pr_t$

Onde:

$$f_t = (1.58 \cdot \ln Re_t - 3.28)^{-2} \quad (1.14)$$

Passo 17. Coeficiente de transferência de calor para o fluido do lado do tubo ( $h_t$ ):

$$h_t = \frac{Nu_t \cdot k_t}{d_i} \quad (1.16)$$

Passo 18. Área líquida de fluxo livre do anel ( $A_{ca}$ ):

$$A_{ca} = \frac{\pi \cdot (D_i^2 - d_e^2)}{4} \quad (1.17)$$

Passo 19. Velocidade do fluido anular ( $v_a$ ):

$$v_a = \frac{m_a}{\rho_a \cdot A_{ca}} \quad (1.18)$$

Passo 20. Diâmetro hidráulico ( $D_h$ ):

$$D_h = D_i - d_e \quad (1.19)$$

Passo 21. Número de Reynolds do fluido anular ( $Re_a$ ):

$$Re_a = \frac{\rho_a \cdot v_a \cdot D_h}{\mu_a} \quad (1.20)$$

Passo 22. Número de Prandtl do fluido anular ( $Pr_a$ ):

$$Pr_a = \frac{Cp_a \cdot \mu_a}{k_a} \quad (1.21)$$

Onde é dado em J/kg.K.  $Cp_a$

Passo 23. Número de Nusselt para o fluido anular ( $Nu_a$ ):

- Fluxo laminar ( $< 2.300$ )  $Re_a$

$$Nu_a = 1.86 \cdot (Re_a \cdot Pr_a)^{0.33} \cdot \left(\frac{D_h}{L_t}\right)^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu_a}{\mu_{aw}}\right)^{0.14} \quad (1.22)$$

Válido para tubos lisos para as seguintes condições:

$$0,48 < < 16.700 Re_a \cdot Pr_a$$

$$0,0044 < < 9,75 \left(\frac{\mu_a}{\mu_{aw}}\right)^{0.14}$$

$$\left(Re_a \cdot Pr_a \cdot \frac{D_h}{L_t}\right)^{0.33} \left(\frac{\mu_a}{\mu_{aw}}\right)^{0.14} \geq 2$$

- Escoamento turbulento ( $2.300 < < 10Re_a^4$ ) [Correlação de Gnielinski]:

$$Nu_a = \frac{\left(\frac{f_a}{2}\right) \cdot (Re_a - 1,000) \cdot Pr_a}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_a}{2}\right)^{0.5} \cdot (Pr_a^{2/3} - 1)} \quad (1.23)$$

Onde é o fator de atrito de Fanning para o fluido anular e é calculado usando a seguinte correlação:  $f_a$

$$f_a = (1.58 \cdot \ln Re_a - 3.28)^{-2} \quad (1.24)$$

- Escoamento turbulento ( $104 < < 5 \times 10Re_a^6$ ) [Correlação de Prandtl]:

$$Nu_a = \frac{\left(\frac{f_a}{2}\right) \cdot Re_a \cdot Pr_a}{1 + 8.7 \cdot \left(\frac{f_a}{2}\right)^{0.5} \cdot (Pr_a - 1)} \quad (1.25)$$

Válido por  $> 0,5 \cdot Pr_a$

Onde:

$$f_a = (1.58 \cdot \ln Re_a - 3.28)^{-2} \quad (1.24)$$

Passo 24. Diâmetro equivalente para transferência de calor ( $D_e$ ):

$$D_e = \frac{D_i^2 - d_e^2}{d_e} \quad (1.26)$$

Passo 25. Coeficiente de transferência de calor para o fluido anular ( $h_a$ ):

$$h_a = \frac{Nu_a \cdot k_a}{D_e} \quad (1.27)$$

Passo 26. Coeficiente global de transferência de calor contaminado com base na área exterior do tubo interior ( $U_f$ ):

$$U_f = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i \cdot h_t} + \frac{d_e \cdot R_t}{d_i} + \frac{d_e \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot k_m} + R_a + \frac{1}{h_a}} \quad (1.28)$$

Passo 27. Diferença de temperatura em média logarítmica ( $\Delta T_m$ )

- Para fluxo paralelo:

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}\right)} \quad (1.29)$$

- Para o contrafluxo:

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \quad (1.30)$$

Passo 28. Área de superfície de transferência de calor ( $A_o$ )

$$A_o = \frac{Q \cdot 1,000}{U_f \cdot \Delta T_m} \quad (1.31)$$

Onde é dada em kW.Q

Passo 29. Área de transferência de calor por grampo ( $A_{hp}$ )

$$A_{hp} = 2 \cdot \pi \cdot d_e \cdot L_t \quad (1.32)$$

Passo 30. Número de ganchos ( $N_h$ )

$$N_h = \frac{A_o}{A_{hp}} \quad (1.33)$$

Passo 31. Coeficiente global de transferência de calor limpo com base na área exterior de transferência de calor ( $U_c$ )

$$U_c = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i \cdot h_t} + \frac{d_e \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot k_m} + \frac{1}{h_a}} \quad (1.34)$$

Passo 32. Fator de limpeza ( $CF$ )

$$CF = \frac{U_f}{U_c} \quad (1.35)$$

Passo 33. Total de faltas ( $R_{ft}$ )

$$R_{ft} = \frac{1 - CF}{U_c \cdot CF} \quad (1.36)$$

Passo 34. Percentagem sobre a superfície ( $OS$ )

$$OS = 100 \cdot U_c \cdot R_{ft} \quad (1.37)$$

*Queda de pressão e potência de bombeamento*

Passo 35. Queda de pressão por fricção do fluido do lado do tubo ( $\Delta p_t$ )

$$\Delta p_t = 4 \cdot f_t \cdot \frac{2 \cdot L_t}{d_i} \cdot N_h \cdot \frac{\rho_t \cdot v_t^2}{2} \quad (1.38)$$

Onde para o fluxo laminar ( $< 2.300$ ):  $Re_t$

$$f_t = \frac{16}{Re_t} \quad (1.39)$$

Correção do fator de atrito de Fanning para o fluxo laminar

$$f_{ct} = f_t \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{tw}}\right)^m \quad (1.40)$$

Onde  $m = -0,58$  para aquecimento e  $-0,50$  para arrefecimento sob fluxo laminar.

Passo 36. Potência de bombagem para o fluido do lado do tubo ( $P_t$ )

$$P_t = \frac{\Delta p_t \cdot m_t}{\eta_p \cdot \rho_t} \quad (1.41)$$

Onde é dada em kg/s e é a eficiência isentrópica da bomba.  $m_t \eta_p$

Passo 37. Queda de pressão por fricção do fluido anular ( $\Delta p_a$ )

$$\Delta p_a = 4 \cdot f_a \cdot \frac{2 \cdot L_t}{D_h} \cdot \rho_a \cdot \frac{v_a^2}{2} \cdot N_h \quad (1.42)$$

Onde para o fluxo laminar ( $< 2.300$ ):  $Re_a$

$$f_a = \frac{16}{Re_a} \quad (1.43)$$

Correção do fator de atrito de Fanning para o fluxo laminar

$$f_{ca} = f_a \cdot \left(\frac{\mu_a}{\mu_{aw}}\right)^m \quad (1.44)$$

Onde  $m = -0,58$  para aquecimento e  $-0,50$  para arrefecimento sob fluxo laminar.

Passo 38. Potência de bombeamento para o fluido anular ( $P_a$ )

$$P_a = \frac{\Delta p_a \cdot m_a}{\eta_p \cdot \rho_a} \quad (1.45)$$

Onde é dada em kg/s e é a eficiência isentrópica da bomba.  $m_a \eta_p$

*Custo do equipamento adquirido*

De acordo com [22], o custo do equipamento adquirido para um DPHE é calculado usando a seguinte correlação:

$$C_{DPHE}^{2007} = 1,600 + 2,100 \cdot A_o^{1.0} \quad (1.46)$$

Onde:

- $C_{DPHE}^{2007}$  - Custo do equipamento adquirido pelo DPHE referido a janeiro de 2007 (USD \$).

- $A_o$  - Área de transferência de calor da DPHE, calculada no Passo 28 (m<sup>2</sup>).

Mais tarde, este custo do equipamento adquirido, calculado pela equação (1,46), é atualizado para março de 2025 utilizando o Índice de Custos das Fábricas de Engenharia Química correspondente a março de 2025 e aplicando a seguinte equação:

$$C_{DPHE}^{2025} = C_{DPHE}^{2007} \cdot \frac{CEPCI^{2025}}{CEPCI^{2007}} \quad (1.47)$$

Onde:

- $C_{DPHE}^{2025}$  - Custo do equipamento adquirido do DPHE referido a maio de 2025 (USD \$).
- $C_{DPHE}^{2007}$  - Custo do equipamento adquirido pela DPHE até janeiro de 2007 (USD \$).
- $CEPCI^{2025}$  - Índice de Custos de Plantas de Engenharia Química referido em maio de 2025 = 806,8 [23].
- $CEPCI^{2007}$  - Índice de Custos das Fábricas de Engenharia Química referido a janeiro de 2007 = 509,7 [22].

### 3. Análise e interpretação dos resultados.

#### 3,1 por cento sobre a superfície.

Passo 1. Definição dos parâmetros iniciais para os fluxos:  
A tabela seguinte (Tabela 4) apresenta os valores dos parâmetros iniciais a definir para ambos os fluxos.

Tabela 4. Valores dos parâmetros iniciais a definir para ambos os fluxos.

Parâmetro	Fluido quente (Leite)		Fluido frio (Água)		Unidades
	Símbolo	Valor	Símbolo	Valor	
Caudal mássico	$m_h$	4,320	$m_c$	-	kg/h
Temperatura de entrada	$T_1$	60	$t_1$	2	°C
Temperatura de saída	$T_2$	10	$t_2$	8	°C
Queda máxima de pressão permitida	$\Delta P_{mh}$	85,000	$\Delta P_{mc}$	85,000	Pa
Fator de falta	$R_h$	0.0001 <sup>δ</sup>	$R_c$	0.000176 <sup>φ</sup>	M2. K/W

Fonte: Explicação própria.

<sup>δ</sup> Retirado de [14].

<sup>φ</sup> Retirado de [15].

Passo 2. Definição das dimensões geométricas dos ganchos:

A Tabela 5 mostra os valores das dimensões geométricas a definir para os ganchos.

Tabela 5. Valores das dimensões geométricas a definir para os ganchos.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades
Duração	$L_t$	3	m
Anel de diâmetro interno	$D_i$	0.05250 <sup>φ</sup>	m
Diâmetro interno do tubo interior	$d_i$	0.02664 <sup>φ</sup>	m
Câmara interior de diâmetro externo	$d_e$	0.03340 <sup>φ</sup>	m
Material metálico de condutividade térmica do tubo interior	$k_m$	52	W/m.K

Fonte: Explicação própria.

<sup>φ</sup> Segundo [15].

Passo 3. Definição do arranjo de fluxo dentro do permutador de calor de tubo duplo:

Os fluidos fluirão sob arranjo de contrafluxo dentro do DPHE.

Passo 4. Alocação de fluidos dentro do permutador de calor de tubo duplo.

Como sugerido por [14] e [22], o fluido quente (leite) estará localizado no anular, enquanto o fluido frio (água) estará localizado no tubo interior.

Passo 5. Considere o isolamento do permutador de calor de duplo tubo contra perdas de calor.

O permutador de calor será termicamente isolado para evitar perdas excessivas de calor.

Passo 6. Temperatura média de ambos os cursos de água (ribeiros):

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{60 + 10}{2} = 35 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.1)$$

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{2 + 8}{2} = 5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.2)$$

Passo 7. Parâmetros físicos de ambos os fluidos à temperatura média:

De acordo com [24,25,26], tanto o leite como a água têm os parâmetros físicos apresentados na Tabela 6 à temperatura média calculada no passo anterior.

Tabela 6. Valores dos parâmetros físicos do leite e da água.

Parâmetro	Fluido quente (Leite)	Fluido frio (Água)	Unidades
-----------	-----------------------	--------------------	----------



	Símbolo	Valor	Símbolo	Valor
Densidade	$\rho_h$	1,013	$\rho_c$	999.97
Viscosidade	$\mu_h$	0.00106	$\mu_c$	0.00152
Capacidade calorífica	$Cp_h$	3.919	$Cp_c$	4.205
Condutividade térmica	$k_h$	0.580	$k_c$	0.571

Fonte: Explicação própria.

Passo 8. Carga térmica ( $Q$ ):

- Usando os dados para o fluido quente (leite):

$$Q = \frac{m_h}{3,600} \cdot Cp_h \cdot (T_1 - T_2) \quad (1.3)$$

$$Q = \frac{4,320}{3,600} \cdot 3.919 \cdot (60 - 10) = 235.14 \text{ kW}$$

Onde é dado em kg/h.  $m_h$

Passo 9. Caudal mássico de um curso de água:

- Caudal mássico do fluido frio (água):

$$m_c = \frac{Q}{Cp_c \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{235.14}{4.205 \cdot (8 - 2)} = 9.32 \text{ kg/s} \quad (1.6)$$

Passo 10. Temperatura da parede do tubo ( $T_w$ ):

$$T_w = \frac{1}{2} \cdot (\bar{T} + \bar{t}) = \frac{1}{2} \cdot (35 + 5) = 20 \text{ °C} \quad (1.7)$$

Passo 11. Viscosidade de ambos os fluidos à temperatura da parede do tubo:

Segundo [25,26], tanto o leite como a água apresentam os seguintes valores de viscosidade em  $= 20 \text{ °C}$ .  $T_w$

- Fluido quente (leite) ( $\mu$ ) [Pa.s] = 0,00205 Pa.s  $\mu_{hw}$
- Fluido frio ( $\mu$ ) [Pa.s] = 0,00100 Pa.s  $\mu_{cw}$

Passo 12. Área líquida de fluxo livre do tubo interior ( $A_{ct}$ ):

$$A_{ct} = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.02664^2}{4} = 0.00056 \text{ m}^2 \quad (1.8)$$

Como o fluido frio (água) fluirá pelo tubo interior, e o fluido quente (leite) fluirá pelo anel, a seguinte nova nomenclatura apresentada na Tabela 7 será aplicada para os caudais, parâmetros físicos e fatores de incrustação de ambos os cursos de água.

Tabela 7. Nova nomenclatura a ser aplicada para ambos os ramos.

Parâmetro	Fluido quente (leite)		Fluido frio (água)	
	Nomenclatura anterior	Nova nomenclatura	Nomenclatura anterior	Nova nomenclatura
Caudal	$m_h$	$m_a$	$m_c$	$m_t$
Densidade	$\rho_h$	$\rho_a$	$\rho_c$	$\rho_t$

Viscosidade	$\mu_h$	$\mu_a$	$\mu_c$	$\mu_t$
Capacidade calorífica	$Cp_h$	$Cp_a$	$Cp_c$	$Cp_t$
Condutividade térmica	$k_h$	$k_a$	$k_c$	$k_t$
Fator de falta	$R_h$	$R_a$	$R_c$	$R_t$

Fonte: Explicação própria.

A Tabela 8 mostra os valores dos parâmetros incluídos nos passos 13-25.

Tabela 8. Valores dos parâmetros incluídos nos passos 13-25.

Passo	Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades
13	Velocidade do fluido do lado do tubo (água)	$v_t$	16.64	m/s
14	Número de Reynolds do fluido do lado do tubo (água)	$Re_t$	291,629	-
15	Número de Prandtl do fluido do lado do tubo (água)	$Pr_t$	11.19	-
16	Fator de fricção do ventilador para o fluido do lado do tubo (água)	$f_t$	0.00362	-
17	Número de Nusselt para o fluido do lado do tubo (água) <sup>1</sup>	$Nu_t$	1,237.84	-
18	Coefficiente de transferência de calor para o fluido do lado do tubo (água)	$h_t$	26,531.78	W/m <sup>2</sup> . K
19	Área líquida de fluxo livre do anel	$A_{ca}$	0.00129	M2
20	Velocidade do fluido do anel (leite)	$v_a$	0.92	m/s

20	Diâmetro hidráulico	$D_h$	0.0191	m	do tubo interior				
21	Número de Reynolds do fluido do anel (leite)	$Re_a$	16,796	-	Diferença média logarítmica de temperatura <sup>1</sup>	$\Delta T_m$	23.51	°C	
22	Número de Prandtl do fluido anular (leite)	$Pr_a$	7.16	-	Área de superfície de transferência de calor	$A_o$	12.92	M2	
23	Fator de fricção do leque para o fluido do anel (leite)	$f_a$	0.00684	-	Área de transferência de calor por gancho de cabelo	$A_{hp}$	0.629	M2	
24	Número de Nusselt para o fluido do anel (leite) <sup>2</sup>	$Nu_a$	99.49	-	Número de alfinetes	$N_h$	21	-	
25	Diâmetro equivalente para transferência de calor	$D_e$	0.0491	m	Coeficiente global de transferência de calor limpo com base na área exterior de transferência de calor	$U_c$	1,030.11	W/m <sup>2</sup> . K	
	Coeficiente de transferência de calor para o fluido do anel (leite)	$h_a$	1,175.24	W/m <sup>2</sup> . K	Fator de limpeza	$CF$	0.752	-	
					Faltas totais	$R_{ft}$	0.00032	M2. K/W	
					Percentagem sobre a superfície	$OS$	32.96	%	

Fonte: Explicação própria.

<sup>1</sup>Como  $104 < 5 \times 10Re_t^6$ , o fluido do lado do tubo (água) flui sob regime turbulento, pelo que a correlação de Prandtl (equação 1.15) foi usada para calcular o número de Nusselt para este fluido. Esta equação também é válida porque  $= 11,19 > 0,5.Pr_t$

<sup>2</sup>Como  $104 < 5 \times 10Re_a^6$ , o fluido do lado anular (leite) flui sob regime turbulento, pelo que a correlação de Prandtl (equação 1.25) será usada para calcular o número de Nusselt para este fluido. Esta equação também é válida porque  $= 7,16 > 0,5.Pr_a$

A Tabela 9 revela os valores dos parâmetros incluídos nos passos 26-34.

Tabela 9. Valores dos parâmetros incluídos nos passos 26.-34.

Passo	Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades
26	Coeficiente global de transferência de calor contaminado com base na área exterior	$U_f$	774.31	W/m <sup>2</sup> . K

Fonte: Explicação própria.

<sup>1</sup> Para disposição de contrafluxo.

### 3.2. Queda de pressão e potência de bombeamento.

A Tabela 10 apresenta os valores dos parâmetros incluídos nos passos 35-38.

Mesa 10. Valores dos parâmetros incluídos nos passos 35-38.

Passo	Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades
35	Queda de pressão por fricção do fluido do lado do tubo (água)	$\Delta p_t$	9,481,246	Pa

36	Potência de bombagem para o fluido do lado do tubo (água) <sup>1</sup>	$P_t$	110.5	kW
37	Queda de pressão por fricção do fluido anular (leite)	$\Delta p_a$	77,392	Pa
38	Potência de bombagem para o fluido do anel (leite) <sup>1</sup>	$P_a$	114.58	W

Fonte: Explicação própria.

Foi selecionado um valor de 1A de 0,80 para a eficiência isentrópica da bomba [15].

### 3.3. Custo do equipamento adquirido

Usando a equação (1,46) e para um valor da área de transferência de calor de 12,92 m<sup>2</sup>, o custo do equipamento adquirido do DPHE projetado, com base em janeiro de 2007, é:

$$C_{DPHE}^{2007} = 1,600 + 2,100 \cdot A_o^{1.0} \quad (1.46)$$

$$= USD \$ 28,732$$

$$C_{DPHE}^{2007} \approx 28,800$$

Assim, o custo adquirido do DPHE projetado, referido em maio de 2025, é:

$$C_{DPHE}^{2025} = C_{DPHE}^{2007} \cdot \frac{CEPCI^{2025}}{CEPCI^{2007}} = 28,800 \cdot \frac{806.8}{509.7} \quad (1.47)$$

$$C_{DPHE}^{2025} = USD \$ 45,588 \approx 45,600$$

### 4. Discussão

A carga térmica tinha um valor relativamente elevado de 235,14 kW, enquanto é necessário um caudal mássico de 9,32 kg/s para a água refrigerada, o que pode ser considerado elevado. Isto deve-se ao baixo valor necessário para a temperatura de saída do jato de água gelada (8 °C), que reduziu a diferença de temperatura do fluido frio (= 6 °C), enquanto o valor algo elevado do caudal do leite líquido (4.320 kg/h ou 1,2 kg/s) e a diferença relativamente elevada de temperatura do fluxo de leite (= 50 °C) também influenciam o valor relativamente elevado da carga térmica, o que, por sua vez, afeta o valor elevado obtido para o caudal mássico da água arrefecida, como mostrado pela equação (1.6). Em [15], o valor da carga térmica era de 87,1 kW para um DPHE água-água.  $\Delta t t_2 - t_1 \Delta T T_1 - T_2$

O valor da velocidade do fluido do lado do tubo (água gelada) é elevado (16,64 m/s), devido ao elevado valor obtido para o caudal de massa da água refrigerada. Este valor da velocidade da água arrefecida é 18 vezes superior ao valor calculado da velocidade (0,92 m/s) para o fluido do anel (leite), e está muito acima do intervalo recomendado reportado por [22] para a velocidade da água em permutadores tubulares de calor (1,5-2,5 m/s).

O número de Reynolds do fluido do lado do tubo (água gelada) era 291.629, o que é 17,4 vezes superior ao número de Reynolds (16.796) do fluido do anel (leite). Este valor elevado obtido para o número de Reynolds do fluxo de água gelada ocorre essencialmente devido ao valor elevado da velocidade obtida para este fluido. Este resultado concorda com o DPHE água-água sem aletas desenhado em [15], onde o valor do número de Reynolds do fluido do lado do tubo (159.343) é superior ao número de Reynolds do fluido anular (15.201).

No caso do número de Prandtl, o valor deste parâmetro para a água refrigerada (11,19) foi 1,56 vezes superior ao número de Prandtl para o leite (7,16). Isto deve-se fundamentalmente ao valor mais elevado da capacidade calorífica (4.205 J/kg. K) e a viscosidade (0,00152 Pa.s) obtida para a água em comparação com os valores destes parâmetros para o leite, que foram 3.919 J/kg para a capacidade calorífica e 0,00106 Pa.s para a viscosidade.

Em [1] o número de Prandtl do fluido do lado do tubo (água do mar) a uma temperatura de 25 °C, para arrefecer um jato de óleo de motor num DPHE, era 6,29, com um valor para a capacidade térmica específica e viscosidade de 4.004 J/kg. K e 0,000964 Pa.s, respetivamente. Da mesma forma, em [15] o número de Prandtl de água fria a 27,5 °C, para ser aquecida por água quente num DPHE, foi de 5,77, com um valor para a capacidade térmica específica e viscosidade de 4.179 J/kg. K e 0,000841 Pa.s, respetivamente.

Relativamente ao número de Nusselt, o fluido do lado do tubo (água gelada) tinha um valor de 1.237,84 para este parâmetro, que era 12,44 vezes superior ao valor do número de Nusselt (99,49) para o fluido anular (leite). Considerando que a mesma equação (correlação de Prandtl) foi empregue para calcular o número de Nusselt para ambos os cursos de água, o valor mais alto obtido deste parâmetro para a água arrefecida deve-se aos valores mais elevados que o fluxo de água refrigerada apresenta para os números de Reynolds e Prandtl, em comparação com os valores mais baixos destes parâmetros para o fluxo de leite. Estes resultados coincidem com os relatados por [1], onde o número de Nusselt do fluido do lado do tubo (água do mar) variou entre 422,0330 e 634,7506, que foi superior ao número de Nusselt (34,692) do fluido anular (óleo do motor).

De forma semelhante, também concordam com os resultados reportados por [15], onde o número de Nusselt (375,3) para o fluido do lado do tubo (água quente) é superior ao número de Nusselt (89,0) do fluido do anular (fluido frio). Vale a pena mencionar que todos estes autores também utilizaram a correlação de Prandtl aplicada no nosso estudo para calcular o número de Nusselt para ambos os fluxos.

O coeficiente de transferência de calor (26.531,78 W/m<sup>2</sup>. K) para a água (fluido do lado do tubo) foi 22,57 vezes superior ao valor do coeficiente de transferência de calor (1.175,24 W/m<sup>2</sup>. K) para o leite (fluido anular). Este resultado é

diretamente influenciado pelo valor mais elevado do número de Nusselt que a água arrefecida apresenta em relação ao valor do número de Nusselt para o leite.

Estes resultados coincidem com os relatados por [1], onde os valores dos coeficientes de transferência de calor para o fluido do lado do tubo (água do mar) variaram entre 12.885 – 19.379 W/m<sup>2</sup>. K e eram superiores ao valor do coeficiente de transferência de calor (64,549 W/m<sup>2</sup>. K) para o fluido anular (óleo de motor). Da mesma forma, os nossos resultados são semelhantes aos reportados por [15] onde o coeficiente de transferência de calor (4.911 W/m<sup>2</sup>. K) do fluido do lado do tubo (água quente) é 3,65 vezes superior ao coeficiente de transferência de calor para o anel (1.345 W/m<sup>2</sup>. K).

O valor da queda de pressão do fluido do lado do tubo (água gelada) é bastante elevado (9.481.246 Pa) e está bem acima do limite máximo permitido estabelecido pelo sistema de transferência de calor (85.000 Pa). Isto ocorre fundamentalmente devido ao alto valor da velocidade obtida para este fluido (16,64 m/s) e ao número relativamente elevado de ganchos (21). Este elevado valor da queda de pressão para a água arrefecida influencia o valor significativo da potência de bombagem obtida para este fluido (110,5 kW). Por outro lado, a queda de pressão calculada para o fluido anular (leite, 77.392 Pa) está abaixo do máximo permitido pelo sistema, exigindo assim uma potência de bombagem de 114,58 W.

Como referido em [15], quando um volume significativo de fluido se move através do tubo ou do anel de um DPHE, a queda de pressão pode exceder os níveis aceitáveis devido às elevadas velocidades de fluxo, o que se aplica à nossa investigação. Nestas situações, é aconselhável dividir o escoamento mássico em vários fluxos paralelos, enquanto o lado do caudal mássico mais baixo pode ser colocado numa configuração em série. Consequentemente, o sistema será organizado numa disposição em série paralela.

De forma semelhante, [14] aponta que um aumento na velocidade do fluido resulta em maiores quedas de pressão e, se o permutador de calor tiver de ser integrado num processo existente, o projetista deve cumprir a queda máxima de pressão permitida para ambos os fluxos. Esta referência também indica que, se a queda de pressão calculada for demasiado elevada, será necessário aumentar a área de fluxo, seja aumentando o diâmetro dos tubos ou adicionando mais ramos paralelos. Por outro lado, se a queda de pressão determinada for menor do que o permitido, reduzir a área de fluxo pode ser uma opção. Em qualquer dos cenários, o processo de conceção precisa de ser reiniciado.

Este autor enfatiza ainda que uma área de fluxo menor para ambos os fluidos (e, consequentemente, um diâmetro reduzido do tubo) conduz a um aumento da velocidade e dos coeficientes de transferência de calor, mas também provoca maiores quedas de pressão. Ele recomenda, como passo inicial, escolher o diâmetro do tubo com base nas

velocidades do fluido, sugerindo velocidades de 1-2 m/s para líquidos com baixa viscosidade, e também propondo que, quando o comprimento final for conhecido, se possa calcular a queda de pressão para cada fluido, o que pode exigir ajustes nos diâmetros escolhidos dos tubos.

Em [15] a queda de pressão do fluido do lado do tubo é de 460,1 Pa, exigindo assim uma potência de bombagem de 0,84 W, enquanto a queda de pressão do fluido anular é de 2.876,4 Pa, exigindo assim uma potência de bombagem de 5,0 W. Em [1], a queda de pressão e a potência de bombeamento do fluido do lado do tubo (água do mar) para o tipo de projeto DPHE limpo sem aletas são de 9.376,4 kPa e 27,468 kW, respetivamente, enquanto os valores destes parâmetros para o tipo de projeto DPHE sem aletas e enrebaixadas são, respetivamente, 9.597 kPa e 28,114 kW. Esta referência também indica que a queda de pressão e a potência de bombeamento para o fluido anular (óleo de motor) no tipo de DPHE limpo sem aletas são de 42,237 MPa e 298,193 kW, respetivamente, enquanto os valores destes parâmetros para o tipo de DPHE sem aletas e enredadas são 43,231 MPa e 305,211 kW, respetivamente.

Por fim, o DPHE projetado custará cerca de USD \$45.600 em maio de 2025.

## 5. Conclusões.

Neste artigo, foi concebido um permutador de calor de duplo tubo sem aletas do ponto de vista termo-hidráulico, para realizar o arrefecimento de um jato líquido de leite de vaca usando água fria como refrigerante.

O fluido quente (leite) localizava-se no anulus, enquanto o fluido frio (água fria) encontrava-se no tubo interior. Vários desenhos; foram calculados parâmetros geométricos e operacionais para o DPHE, como a área de transferência de calor (12,92m<sup>2</sup>), o número total de ganchos (21), o fator de limpeza (0,752) e a percentagem sobre a superfície (32,96%), que podem ser considerados aceitáveis e adequados. Foi obtido um valor elevado do caudal mássico necessário da água refrigerada, totalizando 9,32 kg/s.

Da mesma forma, a queda de pressão do fluido do lado do tubo é bastante elevada (9.481.246 Pa) e ultrapassa a queda máxima de pressão permitida pelo processo de troca de calor para ambos os fluxos (85.000 Pa), enquanto a queda de pressão do fluido anular (77.392 Pa) está abaixo deste limite máximo permitido. O valor elevado obtido para a queda de pressão do fluido do lado do tubo aumenta a potência de bombagem necessária para este fluido para um valor significativo (110,5 kW), enquanto o valor necessário da potência de bombagem para o fluido anular é de 114,58 W. Concluiu-se que o DPHE concebido neste estudo não pode ser implementado com sucesso neste sistema de troca de calor devido aos elevados valores de queda de pressão e potência de bombagem obtidos para o fluido do lado do tubo (água refrigerada). O DPHE projetado custará cerca de USD \$ 45.600 com base em maio de 2025. Recomenda-se



aumentar o diâmetro de ambos os tubos e redesenhar o DPHE sem aletas para diminuir a queda de pressão do fluido do lado do tubo para um valor abaixo do limite mínimo permitido pelo sistema de transferência de calor para este parâmetro.

## 6.- Contribuições dos Autores (Taxonomia dos Papéis dos Colaboradores (CRediT))

1. Conceptualização Formal: Amaury Pérez Sánchez.
2. Curadoria de dados: Laura de la Caridad Arias Aguila, Heily Victoria González, Zamira María Sarduy Rodríguez.
3. Análise formal: Amaury Pérez Sánchez, María Isabel La Rosa Veliz, Lizthalía Jiménez Guerra.
4. Aquisição de fundos: Não aplicável.
5. Investigação: Amaury Pérez Sánchez, Laura de la Caridad Arias Aguila, Heily Victoria González, María Isabel La Rosa Veliz
6. Metodologia: Amaury Pérez Sánchez, Laura de la Caridad Arias Aguila, Lizthalía Jiménez Guerra.
7. Gestão de projetos: Não aplicável.
8. Recursos: Não aplicável.
9. Software: Não aplicável.
10. Supervisão: Amaury Pérez Sánchez, Laura de la Caridad Arias Aguila.
11. Validação: Amaury Pérez Sánchez, Laura de la Caridad Arias Aguila, Heily Victoria González, Zamira María Sarduy Rodríguez.
12. Escrita: Não aplicável.
13. Redação - rascunho original: Heily Victoria González, María Isabel La Rosa Veliz, Zamira María Sarduy Rodríguez, Lizthalía Jiménez Guerra.
14. Escrita - revisão e edição: Amaury Pérez Sánchez, Laura de la Caridad Arias Aguila.

## 7.- Referências.

- [1] C. Ezgi e Ö. Akyol, "Design térmico de permutador de calor de duplo tubo usado como arrefecedor de óleo em navios: um estudo de caso comparativo," *Journal of Ship Production and Design*, vol. 35, nº 1, pp. 12-18, 2019. <http://dx.doi.org/10.5957/JSPD.170009>
- [2] N. Kocyigit e H. Bulgurcu, "Modelação do coeficiente global de transferência de calor de um permutador de calor concêntrico duplo com dados experimentais limitados usando encaixe de curvas e combinação ANN," *Thermal Science*, vol. 23, nº 6A, pp. 3579-3590, 2019. <https://doi.org/10.2298/TSCI171206111K>
- [3] N. Kumar e A. Bhandari, "Design e Análise Térmica de Permutador de Calor de Duplo Tubo Alterando a Taxa de Fluxo Mássico," *International Journal of Science, Engineering and Technology*, vol. 10, nº 5, pp. 1-4, 2022.
- [4] S. Kotian, N. Methekar, N. Jain e P. Naik, "Transferência de Calor e Fluxo de Fluidos num Permutador de Calor de Dupla, Parte I: Investigação Experimental," *Asian Review of Mechanical Engineering*, vol. 9, nº 2, pp. 7-15, 2020. <https://doi.org/10.51983/arme-2020.9.2.2482>
- [5] S. Alhulaifi, "Análise Computacional de Transferência de Calor em Dinâmica dos Fluidos de Permutadores de Calor e Características de Fluxo de Duplo Tubo usando Nanofluido TiO<sub>2</sub> com Água" *Designs*, vol. 8, p. 39, 2024. <https://doi.org/10.3390/designs8030039>
- [6] Rakesh, C. Nallode, M. Adhvaith e A. H. A. Krishna, "Design e Análise de Desempenho de Permutador de Calor de Duplo Tubagem," *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, vol. 6, nº 7, pp. 12578-12584, 2017. <https://doi.org/10.15680/IJRSET.2017.0607017>
- [7] Rahman, "Aumento de Desempenho Térmico do Permutador de Calor de Dupla-Tubo - Uma Revisão Crítica," *Journal of Heat and Mass Transfer Research*, vol. 12, nº 24, pp. 227 – 246, 2025. <https://doi.org/10.22075/JHMTR.2024.34771.1581>
- [8] E. Ebierto, R. R. Ana, O. E. Nyong e E. G. Saturday, "Projeto e Construção de um Permutador de Calor de Duplo Tubo para Aplicação Laboratorial," *European Journal of Engineering Research and Science*, vol. 5, nº 11, pp. 1-6, 2020. <http://dx.doi.org/10.24018/ejers.2020.5.11.1950>
- [9] S. Tazegül, M. Bitkin, A. N. Öztekin, A. Korkmaz, Ö. S. Şahin, e O. Babayigit, "Design e Otimização de Desempenho de Trocadores de Calor do Tipo Dupla-Tubo Baseados em CFD e Análises Econômicas - Um Estudo Numérico," *Journal of Engineering and Sciences*, vol. 2, nº 2, pp. 100-110, 2024.
- [10] J. Havlik, T. Dluhy e J. Krempasky, "Transferência de Calor em Permutadores de Calor de Duplo Tubo com Espaçamento de Tubos Pequenos," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 147, pp. 1-10, 2025. <https://doi.org/10.1115/1.4066930>
- [11] Peccini, J. C. Lemos, A. L. H. Costa e M. J. Bagajewicz, "Projeto Ótimo de Estruturas de Permutadores de Calor de Duplas Tubagens," *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 58, pp. 12080-12096, 2019. <https://doi.org/10.1021/acs.iecr.9b01536>
- [12] P. K. Swamee, N. Aggarwal e V. Aggarwal, "Projeto ótimo de permutador de calor duplo de tubagem," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, pp. 2260-2266, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.10.028>
- [13] L. M. Nahes, M. J. Bagajewicz e A. L. H. Costa, "Otimização de Projeto de Permutadores de Calor de Dupla-Tubo Usando um Modelo Discretizado," *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 60, p. 17611-17625, 2021. <https://doi.org/10.1021/acs.iecr.1c02455>
- [14] E. Cao, *Transferência de calor em engenharia de processos*. Nova Iorque, EUA: McGraw-Hill, 2010.
- [15] S. Kakaç, H. Liu, e A. Pramuanjaroenkij, *Trocadores de Calor - Seleção, Classificação e Design Térmico*, 3.<sup>a</sup> ed. Boca Raton, EUA: Taylor & Francis Group, LLC, 2012. <https://doi.org/10.1201/b11784>
- [16] M. Flynn, T. Akashige e L. Theodore, *Kern's Process Heat Transfer*, 2.<sup>a</sup> ed. Beverly, EUA: Scrivener Publishing, 2019. <https://doi.org/10.1002/9781119364825>
- [17] N. Nwokolo, P. Mukumba e K. Obileke, "Avaliação do Desempenho Térmico de um Permutador de Calor de Duplo Tubo Instalado num Sistema de Gaseificação de Biomassa," *Journal of Engineering and Sciences*, pp. 1-8, 2020. <https://doi.org/10.1155/2020/6762489>
- [18] F. Joshua, "Design e Construção de um Permutador de Calor de Tubos Concêntricos," *AU J.T.*, vol. 13, nº 2, pp. 128-133, 2009.
- [19] Venkatesh *et al.*, "Otimização de Projeto de Permutador de Calor Duplo de Contrafluxo Usando Algoritmo de Otimização Híbrida," *Processes*, vol. 11, p. 1674, 2023. <https://doi.org/10.3390/pr11061674>
- [20] R. Gutiérrez, A. A. D. L. Rosa, L. V. Benítez, R. Serrano e Y. Aguilera, "Determinação dos Parâmetros Térmicos de um Permutador de Calor de Tubos Concêntricos com Fluidos de Vapor Orgânico," *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, vol. 26, nº 4, pp. 76-88, 2017.
- [21] K. Silaipillayarputhur, T. A. Mughanam, A. A. Mojil e M. A. Dhמוש, "Análise Analítica e Numérica de Concêntricos de Trocadores de Calor de Tubos – Uma Revisão," *IOP Conf. Series: Ciência e Engenharia de Materiais*, vol. 272, p. 012006, 2017. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/272/1/012006>
- [22] R. Sinnott e G. Towler, *Design de Engenharia Química*, 6.<sup>a</sup> ed. Oxford, Reino Unido: Butterworth-Heinemann, 2020.
- [23] S. Jenkins, "Indicadores Econômicos," *Chemical Engineering*, vol. 132, nº 9, p. 56, 2025.
- [24] P. Parmar *et al.*, "O Efeito das Alterações Composicionais Devido à Variação Sazonal na Densidade do Leite e a Determinação dos Fatores de Conversão de Densidade Baseados na Estação para Utilização na Indústria Láctea", *Foods*, vol. 9, p. 1004, 2020. <https://doi.org/10.3390/foods9081004>
- [25] P. F. Fox e P. L. H. McSweeney, *Química e Bioquímica de Laticínios*, 1.<sup>a</sup> ed. Londres, Reino Unido: Blackie Academic & Professional, 1998.
- [26] ChemicalLogic, "Propriedades Termodinâmicas e de Transporte da Água e do Vapor," 2.0 ed. Burlington, EUA: ChemicalLogic Corporation, 2003.



#### Nomenclatura.

$A_o$	Área de superfície de transferência de calor	M2
$A_{ca}$	Área líquida de fluxo livre do anel	M2
$A_{ct}$	Área líquida de fluxo livre do tubo interior	M2
$A_{hp}$	Área de superfície de transferência de calor	M2
$C_p$	Capacidade calorífica	kJ/kg. K
$CF$	Fator de limpeza	-
$d_e$	Câmara interior de diâmetro externo	m
$d_i$	Diâmetro interno do tubo interior	m
$D_e$	Diâmetro equivalente para transferência de calor	m
$D_h$	Diâmetro hidráulico	m
$D_i$	Anel de diâmetro interno	m
$f$	Fator de atrito do leque	-
$f_c$	Fator de atrito de leque corrigido	-
$h$	Coefficiente de transferência de calor	W/m². K
$k$	Condutividade térmica	W/m.K
$k_m$	Material metálico de condutividade térmica do tubo interior	W/m.K
$L_t$	Comprimento do tubo	m
$m$	Caudal mássico	kg/h
$m$	Fator	-
$N_h$	Número de alfinetes	-
$Nu$	Número de Nusselt	-
$OS$	Porcentagem sobre a superfície	%
$P$	Potência de bombagem	kW ou W
$Pr$	Número de Prandtl	-
$\Delta p$	Queda de pressão por fricção	Pa
$\Delta P_m$	Queda máxima de pressão permitida	Pa
$Q$	Carga térmica	kW
$R$	Fator de falta	M2. K/W
$Re$	Número de Reynolds	-
$R_{ft}$	Faltas totais	M2. K/W
$t$	Fluido frio de temperatura	°C
$\bar{t}$	Temperatura média do fluido frio	°C
$T$	Fluido quente de temperatura	°C
$T_w$	Temperatura da parede do tubo	°C
$\bar{T}$	Fluido quente a temperatura média	°C
$\Delta T_m$	Diferença de temperatura média logarítmica	°C
$U_c$	Coefficiente global de transferência de calor limpo	W/m². K
$U_f$	Coefficiente global de transferência de calor contaminado	W/m². K
$v$	Velocidade	m/s

#### Símbolos gregos

$\rho$	Densidade	kg/m³
$\mu$	Viscosidade	Pa.s
$\mu_w$	Viscosidade do fluido à temperatura da parede do tubo	Pa.s
$\eta_p$	Eficiência isentrópica da bomba	-

#### Subíndices

1	Entrada
2	Saída
$a$	Fluido anular
$c$	Fluido frio
$h$	Fluido quente
$t$	Fluido do lado do tubo