



## Projeto termo-hidráulico de um permutador de calor de duplo tubo aletado para arrefecimento de acetona.

*Diseño térmico-hidráulico de un intercambiador de calor de doble tubo aleteado para el enfriamiento de acetona.*

Amaury Pérez Sánchez <sup>1</sup> \*; Elizabeth Elianne Artigas Cañizares <sup>2</sup>; Laura Thalia Alvarez Lores <sup>3</sup>; Elizabeth Ranero González <sup>4</sup> & Eddy Javier Pérez Sánchez <sup>5</sup>

Recebido: 21/11/2024 – Aceite: 03/02/2025 – Publicado: 01/07/2025

Artigos de  
Investigação

Artigos de  
Revisão

Artigos de  
Ensaio

\* Autor para correspondência.



### Resumo.

Os permutadores de calor de duplo tubo aletado em contracorrente são considerados altamente eficazes, valiosos e vantajosos na indústria de transferência de calor. No presente artigo, foi projetado um permutador de calor de duplo tubo aletado aplicando uma metodologia de projeto amplamente reconhecida, com o objetivo de arrefecer 2 kg/s de uma corrente de acetona desde 90 °C até 30 °C, utilizando água fria disponível a 5 °C. Diversos parâmetros de projeto importantes foram determinados, tais como o fator de depuração e o número de serpentinas, bem como a queda de pressão e potência de bombagem de ambas as correntes, entre outros. A carga térmica apresentou um valor de 276 030 W, sendo necessário um caudal mássico de água fria de 3,30 kg/s para arrefecer a corrente de acetona. Ambos os fluidos circularão em regime turbulento no interior do permutador de calor. O valor do fator de depuração foi de 0,359, sendo necessárias aproximadamente três serpentinas. A queda de pressão de ambos os fluidos encontra-se abaixo do valor máximo estabelecido pelo serviço de transferência de calor, enquanto as correntes de água fria e acetona necessitarão de uma potência de bombagem de 3 662 W e 575 W, respectivamente.

### Palavras-chave.

Permutador de calor de duplo tubo, tubo aletado, número de serpentinas, queda de pressão, potência de bombagem.

### Resumen.

Los intercambiadores de calor de flujo a de doble tubo aleteados a contracorriente son considerados muy efectivos, valiosos y ventajosos en la industria de la transferencia de calor. En el presente artículo un intercambiador de calor de doble tubo aleteado fue diseñado aplicando una metodología de diseño bien conocida, con el fin de enfriar 2 kg/s de una corriente de acetona desde 90 °C hasta 30 °C usando agua fria disponible a 5 °C. Varios parámetros de diseño importantes fueron determinados tales como el factor de limpieza y el número de horquillas, así como también la caída de presión y potencia de bombeo de ambas corrientes, entre otros. La carga de calor tuvo un valor de 276 030 W, mientras que se necesitará un caudal mássico de agua fria de 3,30 kg/s para enfriar la corriente de acetona. Ambos fluidos fluirán bajo régimen turbulento dentro del intercambiador de calor. El valor del factor de limpieza fue de 0,359, y se necesitarán alrededor de tres horquillas. La caída de presión de ambos fluidos está por debajo del valor máximo establecido por el servicio de transferencia de calor, mientras que las corrientes de agua fria y acetona necesitarán una potencia de bombeo de 3 662 W y 575 W, respectivamente.

### Palabras clave.

Intercambiador de calor de doble tubo, tubo aletado, número de horquillas, caída de presión, potencia de bombeo.

### 1. Introdução

Com o desenvolvimento do conhecimento técnico, a importância da engenharia de transferência de calor tem aumentado, havendo uma necessidade constante de enfrentar novos desafios de design para melhorar o desempenho e a eficácia no campo da transferência de calor, especialmente devido ao interesse na poupança de energia. Geralmente, os permutadores de calor são amplamente utilizados para este fim [1].

Os permutadores de calor são dispositivos utilizados em inúmeras indústrias para a transferência de calor entre fluidos. Dos vários tipos de permutadores de calor utilizados à escala industrial, possivelmente os dois mais importantes são o permutador de tubo duplo e o de carcassa e tubos. Apesar de os permutadores de calor de carcassa e tubos geralmente oferecerem uma maior área de transferência de calor, um design mais compacto, maior facilidade de limpeza e menor probabilidade de fugas, o permutador de calor de tubo duplo

<sup>1</sup> University of Camagüey; Faculty of Applied Sciences; [amaury.perez84@gmail.com](mailto:amaury.perez84@gmail.com); <https://orcid.org/0000-0002-0819-6760>, Camagüey; Cuba.

<sup>2</sup> University of Camagüey; Faculty of Applied Sciences; [elizabeth.artigas@reduc.edu.cu](mailto:elizabeth.artigas@reduc.edu.cu); <https://orcid.org/0009-0003-3416-1355>, Camagüey; Cuba.

<sup>3</sup> University of Camagüey; Faculty of Applied Sciences; [laura.alvarez@reduc.edu.cu](mailto:laura.alvarez@reduc.edu.cu); <https://orcid.org/0009-0007-2643-018X>, Camagüey; Cuba.

<sup>4</sup> University of Camagüey; Faculty of Applied Sciences; [eliza.eddy2202@gmail.com](mailto:eliza.eddy2202@gmail.com); <https://orcid.org/0000-0001-9755-0276>, Camagüey, Cuba.

<sup>5</sup> Company of Automotive Services S.A.; Commercial Department; [eddyjavierpsanchez@gmail.com](mailto:eddyjavierpsanchez@gmail.com); <https://orcid.org/0000-0003-4481-1262>, Ciego de Ávila, Cuba.

.de tubo duplo (DPHE, na sigla em inglês) ainda é utilizado na prática atualmente [2].

Um dos permutadores de calor que tem atraído a atenção de investigadores e engenheiros é o DPHE, devido à sua simplicidade, eficácia e amplo leque de aplicações [3].

Um DPHE (permutterador de calor de tubo duplo) é um tipo distinto de permutador de calor composto por dois tubos concêntricos, um dentro do outro. Num DPHE existem dois fluxos de fluidos diferentes, sendo que um fluido circula pelo interior do tubo interno e o outro fluido circula pela região anular situada entre o exterior do tubo interno e o interior do tubo externo [4].

Este sistema é constituído por dois tubos concêntricos, duas ligações em T, uma cabeça de retorno, uma alimentação de retorno e juntas de vedação que mantêm o tubo interior no interior do tubo exterior (Figura 1). Cada um dos dois fluidos — quente e frio — flui pelo interior do tubo interno, quer pelo anel anular formado entre o exterior do tubo interno e o interior do tubo externo [2].

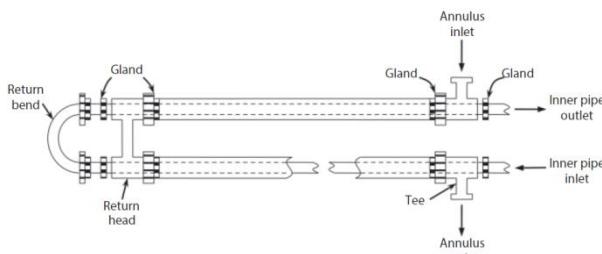


Fig. 1. Permutador de calor de tubo duplo.

Fonte: [2].

Os DPHE têm sido utilizados na indústria de processamento químico há mais de 100 anos. A primeira patente desta unidade surgiu em 1923 [2]. São aplicados em vários processos industriais e áreas de investigação; por exemplo, na recuperação de calor residual, para aquecimento/arrefecimento em processos químicos, bem como na indústria alimentar para pasteurizar ou pré-aquecer produtos líquidos (sumos, purés, geleias, etc.).

O DPHE é particularmente conveniente porque pode ser montado em qualquer oficina de canalização utilizando peças padrão e oferece uma superfície de transferência de calor econômica. A disposição do escoamento neste permutador de calor pode ser em contracorrente ou em paralelo (co-corrente). Na disposição em contracorrente, o fluido no tubo flui em sentido oposto ao fluido no anel anular. Na disposição em paralelo, ambos os fluidos escoam na mesma direção. As variações de temperatura do fluido dentro do permutador de calor dependem do tipo de escoamento, se paralelo ou em contracorrente [2].

A aplicação principal do DPHE é para o aquecimento ou arrefecimento sensível de fluidos de processo onde são necessárias áreas pequenas de transferência de calor (até 50

$m^2$ ). Este permutador de calor é também muito adequado para lidar com fluidos a alta pressão, devido ao menor diâmetro dos tubos. A principal desvantagem é que são volumosos e dispendiosos por unidade de superfície de transferência de calor [5].

Embora esta unidade não seja amplamente utilizada na indústria (a superfície de transferência de calor é pequena em comparação com outros permutadores), representa um excelente ponto de partida do ponto de vista acadêmico e/ou de formação [2].

Segundo [6], se a corrente contiver sólidos em suspensão, os DPHE podem também ser uma melhor alternativa, pois podem ser construídos com um tubo interior de maior diâmetro para evitar obstruções. Os diâmetros mais pequenos do tubo exterior nos DPHE são eficazes para aplicações a alta pressão, uma vez que requerem uma menor espessura de parede. Além disso, os DPHE podem ser facilmente limpos e o escoamento longitudinal evita a existência de regiões de estagnação, que nos permutadores de carcassa e tubos podem provocar incrustações e corrosão. Os DPHE têm ainda a vantagem da sua robustez graças à sua estrutura modular, o que permite uma adaptação mais simples a alterações no processo.

A crescente necessidade de desenvolver e melhorar a eficácia dos permutadores de calor deu origem a uma vasta gama de investigações com o objetivo de aumentar a taxa de transferência de calor e, simultaneamente, reduzir o tamanho e o custo do equipamento industrial [3]. A melhoria da transferência de calor tornou-se um fator importante para alcançar estes objetivos e tem captado o interesse de muitos investigadores [7].

A melhoria da transferência de calor em permutadores pode ser alcançada através de duas técnicas [7]:

#### Aumento do coeficiente de convecção.

O coeficiente de convecção pode ser melhorado aumentando a turbulência, criando escoamento secundário e induzindo escoamento rotativo. Um ou mais destes mecanismos podem ser conseguidos através da utilização de fio espiral, aletas, entalhes, ranhuras em espiral, tubos com nervuras transversais, tubos com ranhuras helicoidais, inserções de fio espiral, fitas torcidas, paredes com canais ou ranhuras. Também é possível melhorar o coeficiente de convecção utilizando fluidos que sofrem uma transição de fase ou através de técnicas de melhoria electrohidrodinâmica e do uso de escoamento em forma de neblina.

Expansão da área de transferência de calor através da utilização de aletas longitudinais ou permutadores de calor com fio sobre o tubo.



Outras técnicas aplicam ambos os efeitos. Exemplos destas técnicas são as aletas ou nervuras em espiral e as aletas de tira deslocadas (offset strip fins).

Segundo [4], o desempenho dos permutadores de calor pode ser melhorado através da adoção de procedimentos adequados. Estes procedimentos incluem a implementação de superfícies estendidas, vibração da superfície, superfícies rugosas e tubos espiralados. Outros autores [7] investigaram numericamente o efeito da inserção de substratos porosos em ambos os lados da parede que separa os fluidos de trabalho quente e frio sobre o desempenho de um permutador de calor convencional de tubos concêntricos.

Atualmente, os sistemas térmicos encontram-se entre os sistemas técnicos mais dinâmicos. Têm sido explorados e testados inúmeros métodos com o objetivo de aumentar a transferência de calor nestes sistemas e alcançar um elevado nível de desempenho térmico. Ao recorrer a várias abordagens baseadas na melhoria das superfícies, pode aumentar-se a taxa de transferência de calor dos permutadores de calor convencionais. Esta melhoria na taxa de transferência de calor deve-se às condições geradas pelo uso de superfícies melhoradas. Estas condições evitam a formação da camada limite, aumentam o nível de turbulência, ampliam a área de transferência de calor e geram fluxos rotativos e/ou fluxos secundários.

As superfícies de transferência de calor melhoradas têm vários objetivos, sendo o mais importante a redução do tamanho dos permutadores de calor, o que pode traduzir-se numa diminuição dos seus custos. Além disso, reduzem a potência de bombagem necessária para determinados processos de troca térmica e melhoram o coeficiente de transferência de calor. Por sua vez, isto aumenta a eficácia e a eficiência dos processos térmicos e traduz-se em poupanças nos custos operacionais [8].

Recentemente, vários investigadores estudaram formas de melhorar a transferência de calor por meios passivos em permutadores de calor de tubo duplo (DPHE), como o uso de fitas torcidas, superfícies estendidas ou aletas, espirais de fio e outras ferramentas geradoras de turbulência [9].

A utilização de aletas sólidas para aumentar a taxa de transferência de calor entre dois fluidos diferentes em permutadores de calor tubulares é uma das abordagens mais bem-sucedidas e amplamente aplicadas. Os tubos aletados são um dos métodos mais frequentemente utilizados para melhorar de forma passiva a transferência de calor em tubos circulares. Aplicam-se para reduzir o tamanho do permutador necessário para uma determinada carga térmica, ou para aumentar a taxa de transferência de calor num design de permutador já existente. Um tubo com aletas internas pode aumentar substancialmente a área superficial e, com isso, melhorar significativamente a taxa de transferência de calor.

Os tubos aletados comportam-se de forma diferente consoante o escoamento seja laminar ou turbulento. Para ambos os regimes de escoamento — laminar e turbulento — os tubos aletados apresentam coeficientes de transferência de calor significativamente superiores em comparação com os tubos lisos correspondentes. O desempenho de um tubo aletado depende principalmente do tipo de escoamento, da eficiência das aletas (que determina o coeficiente médio de transferência de calor) e do fator de fricção, que é responsável pela perda de pressão ou de energia de bombagem [10].

A utilização de tubos aletados para aumentar a transferência de calor está a ganhar cada vez mais importância num número crescente de aplicações industriais; por isso, o tubo aletado tem sido objeto de vários estudos [8]. Neste contexto, [9] investigou a transferência de calor por convecção num permutador de calor de tubo duplo em contracorrente com uma aleta retangular curva e uma aleta retangular em escoamento turbulento, utilizando nanofluidos de água-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> e água-TiO<sub>2</sub>.

Além disso, em [11] foi estudada a melhoria do desempenho térmico de materiais de mudança de fase num permutador de calor de tubo duplo, através da utilização de novas aletas anulares tipo grelha. Nesse estudo, as aletas anulares tipo grelha, compostas por componentes retos e tiras circulares, foram colocadas sobre o tubo interior.

Noutro estudo, [8] realizou uma investigação numérica da melhoria da transferência de calor num permutador de calor de tubo duplo com superfície estendida na parte exterior do tubo interior, adicionando nanofluidos de alumina e utilizando simulação por dinâmica de fluidos computacional (CFD). Esta investigação foi conduzida para números de Reynolds entre 250 e 2.500, com um diâmetro interior de 20,4 mm. Também foi analisado o efeito da geometria das aletas em forma de U do tubo interior sobre a queda de pressão, a distribuição da temperatura e o desempenho térmico.

Do mesmo modo, [12] realizou uma análise numérica da melhoria da transferência de calor num permutador de calor de tubo duplo com aletas anulares dentadas individuais, concluindo que o número máximo de Nusselt e o coeficiente máximo de fricção na parede foram obtidos com 14 aletas dentadas.

Por outro lado, [4] estudou as características da transferência de calor por convecção na região anular de um DPHE com aletas inovadoras em forma de diamante. As aletas com forma de diamante são distribuídas longitudinalmente sobre a superfície exterior do tubo interior do DPHE. A disposição do anel com aletas em forma de diamante foi avaliada considerando diversos



valores dos parâmetros geométricos, como a razão entre os raios, o número de aletas, a altura e a espessura das aletas.

Foram calculados os efeitos destas variáveis sobre diferentes parâmetros de desempenho, tais como o produto do número de Reynolds e o fator de fricção, o número de Nusselt e o fator  $j$ . O tipo de aleta avaliado neste estudo foi considerado pela primeira vez no design de um DPHE.

Em [10], foi descrita uma metodologia simples, semiempírica e numérica, para avaliar as características de transferência de calor e queda de pressão num permutador de calor de tubos aletados com aletas internas e/ou externas, a qual pode ser aplicada numa ampla gama de condições operacionais de relevância prática. Em [3], foi estudado numericamente o desempenho termo-hidráulico de um design proposto de permutador de calor de tubo duplo arágua com aletas helicoidais no lado gasoso do anel. Foram realizadas simulações CFD tridimensionais utilizando o software FLUENT com o objetivo de examinar o escoamento do fluido no lado do gás, a turbulência, a transferência de calor e o consumo energético para diferentes configurações do permutador de calor.

Além disso, [13] realizou diversas experiências para investigar e comparar a transferência de calor num DPHE com escoamento em contracorrente, com e sem a utilização de aletas triangulares longitudinais. Neste estudo foram utilizadas aletas triangulares com dimensões de 9 mm de base, 8 mm de altura e 2 mm de espessura.

Outros autores [6] investigaram a otimização do design de um DPHE utilizando programação matemática. A área do permutador de calor foi reduzida e foram considerados os ajustes termo-fluidodinâmicos necessários para aplicar corretamente as equações de transporte, juntamente com condições de design como as quedas de pressão máximas permitidas e a área excedente mínima. Também foram consideradas a estrutura modular deste tipo de permutador e a distribuição das correntes (dentro do tubo interior ou no anel). Adicionalmente, foram propostos dois métodos de programação inteira mista não linear (MINLP, na sigla em inglês).

De forma semelhante, [14] teve como objetivo desenvolver novos designs de DPHE para melhorar os processos de aquecimento/arrefecimento com a menor potência de bombagem possível. Consequentemente, foi realizada uma análise do desempenho térmico de três configurações de DPHE: DPHE circular ondulado, DPHE oval liso e DPHE oval ondulado. Além disso, o DPHE convencional foi utilizado como permutador de referência, tendo sido aplicado um modelo CFD validado para a realização do estudo.

Em [15], foi examinado experimentalmente o efeito das aletas helicoidais no desempenho de um DPHE água-ar. O

desempenho foi avaliado e comparado em termos de taxa média de transferência de calor, coeficiente de transferência de calor e eficácia do permutador de calor num tubo interior liso (sem aleta helicoidal) versus um permutador com aletas helicoidais instaladas sobre o tubo interior.

Em [1], foi investigada a análise da transferência de calor por convecção laminar totalmente desenvolvida num design inovador de DPHE aletado com aletas longitudinais de espessura variável na extremidade, sujeito a condições de fronteira de taxa constante de transferência de calor. Neste estudo, o desempenho global do DPHE proposto foi avaliado tendo em conta o fator de fricção, o número de Nusselt e o fator  $j$ . Por fim, [16] teve como objetivo comparar as características de transferência de calor utilizando diferentes perfis de aletas para um DPHE sob várias condições operacionais, com o intuito de identificar a melhor configuração possível. As configurações selecionadas neste estudo foram: retangular, triangular e parabólica côncava. A largura da base, a altura e o número de aletas foram mantidos constantes para permitir uma comparação precisa. A simulação numérica foi realizada utilizando um software comercial de CFD. Foram comparados e apresentados vários parâmetros específicos de transferência de calor, como a variação de temperatura, a taxa de transferência de calor, o coeficiente de transferência de calor e a eficácia das aletas para os modelos analisados.

A adição de material poroso como método alternativo para melhorar a troca térmica nestes equipamentos térmicos parece ser uma opção promissora. Neste sentido, [17] investigou a melhoria da transferência de calor através da colocação de aletas porosas no cilindro interior de um DPHE. Esta disposição foi selecionada com o objetivo de aumentar a área de superfície de transferência de calor entre as aletas e o fluido frio que deve ser aquecido. Também foi estudada a influência de vários parâmetros, como o número de Darcy, a altura e o espaçamento das aletas, e a razão de condutividade térmica, sobre os campos hidrodinâmico e térmico.

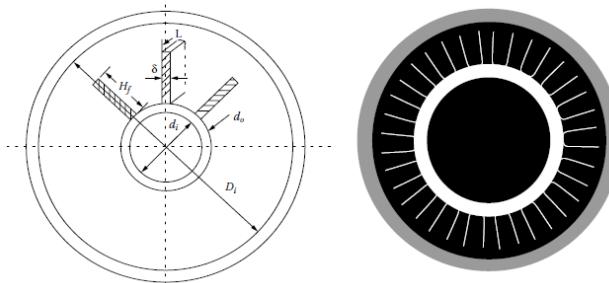
Numa planta de processamento químico é produzida acetona líquida, e pretende-se arrefecer esta corrente de acetona de 90 °C para 30 °C utilizando água refrigerada disponível a 5 °C. Para realizar esta operação de troca térmica, foi proposto um permutador de calor de tubo duplo com aletas, devido à disponibilidade de espaço e ao orçamento limitado. Assim, o presente trabalho teve como objetivo projetar um DPHE com tubos aletados, tanto do ponto de vista térmico como hidráulico, utilizando a metodologia e as correlações reportadas em [5] e [18], onde foram determinados vários parâmetros de design importantes, como o fator de limpeza, o número total de horquillas (hairpins), bem como a queda de pressão e a potência de bombagem de ambas as correntes.

## 2. Materiais e métodos

### 2.1. Definição do problema

É necessário arrefecer um caudal de acetona de 2 kg/s desde os 90 °C até aos 30 °C, utilizando água refrigerada a 5 °C. A temperatura de saída da água refrigerada não deve ultrapassar os 25 °C. Dispõe-se dos seguintes parâmetros iniciais (Figura 2):

- Comprimento da horquilla ( $L_h$ ): 4,2 m
- Diâmetro nominal do anel: 2 polegadas
- Diâmetro nominal do tubo interior:  $\frac{3}{4}$  de polegada
- Altura da aleta ( $H_f$ ): 0,0125 m
- Espessura da aleta ( $\delta$ ): 0,9 mm
- Número de aletas por tubo ( $N_f$ ): 28
- Material: Aço carbono
- Condutividade térmica do aço carbono ( $k_m$ ): 52 W/m·K [5]
- Número de tubos dentro do anel ( $N_t$ ): 1



- Fig. 2. Secção transversal de um permutador de calor com tubo interior aletado longitudinalmente e nomenclatura dos parâmetros iniciais.
- Fonte: [5].
- Segundo [5], os fatores de incrustação para a acetona e para a água são 0,000352 e 0,000176 m<sup>2</sup>·K/W, respectivamente. Prefere-se que ambas as correntes escoem em regime de contracorrente no permutador de calor projetado, enquanto a queda de pressão da acetona e da água refrigerada não deve exceder os 200.000 Pa e 900.000 Pa, respectivamente. Deve calcular-se a área de superfície e o número de horquillas (hairpins) do permutador de calor, bem como as quedas de pressão e a potência de bombagem para ambas as correntes.
- 2.2. Número de horquillas
- Passo 1. Definição dos parâmetros iniciais.
- Passo 2. Diâmetros do tubo interior e do anel.
- Passo 3. Temperatura média de ambos os fluidos:
- Fluido quente:

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (1)$$

- Fluido frio:

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

Passo 4. Propriedades físicas de ambos os fluidos à temperatura média do passo anterior.

A Tabela 1 apresenta as propriedades físicas que devem ser definidas para ambos os fluidos à temperatura média calculada no passo anterior.

Tabela 1. Propriedades físicas de ambos os fluidos

Propriedade física	Acetona	Água refrigerada	Unidades
Densidade	$\rho_h$	$\rho_c$	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidade	$\mu_h$	$\mu_c$	Pa.s
Condutividade térmica	$k_h$	$k_c$	W/m.K
Capacidade térmica	$Cp_h$	$Cp_c$	J/kg.K

Fuente: Elaboração própria.

Passo 5. Carga térmica ( $Q$ ):

$$Q = m_h \cdot Cp_h \cdot (T_1 - T_2) \quad (3)$$

Passo 6: Caudal mássico da água refrigerada ( $m_c$ ):

$$m_c = \frac{Q}{Cp_c \cdot (t_2 - t_1)} \quad (4)$$

Passo 7. Localização dos fluidos no interior do permutador de calor.

Passo 8. Secção transversal líquida no espaço anular com tubos alhetados longitudinais ( $A_c$ ):

$$A_c = \frac{\pi}{4} \cdot (D_i^2 - d_o^2 \cdot N_t) - \delta \cdot H_f \cdot N_t \cdot N_f \quad (5)$$

Passo 9. Perímetro molhado total do anel com tubos interiores com alhetas longitudinais ( $P_w$ ):

$$P_w = \pi \cdot (D_i + d_o \cdot N_t) + 2 \cdot H_f \cdot N_f \cdot N_t \quad (6)$$

Passo 10. Diâmetro hidráulico ( $D_h$ ):

$$D_h = \frac{4 \cdot A_c}{P_w} \quad (7)$$

Passo 11. Perímetro de transferência de calor do anel de transferência de calor ( $P_h$ ):

$$P_h = (\pi \cdot d_o + 2 \cdot H_f \cdot N_f) \cdot N_t \quad (8)$$

Passo 12. Diâmetro equivalente para a transferência de calor ( $D_e$ ):

$$D_e = \frac{4 \cdot A_c}{P_h} \quad (9)$$

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

$$u_t = \frac{m_t}{\rho_t \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4}} \quad (10)$$



Passo 14. Número de Reynolds do fluido do lado do tubo (  $[\text{Re}]_t$  ):

$$Re_t = \frac{\rho_t \cdot u_t \cdot d_t}{\mu_t} \quad (11)$$

Passo 15. Número de Prandtl do fluido do lado do tubo (  $[\text{Pr}]_t$  ):

$$Pr_t = \frac{Cp_t \cdot \mu_t}{k_t} \quad (12)$$

Número de Nusselt do fluido do lado do tubo ( ):

Regime laminar (  $[\text{Re}]_t < 2,300$  ):

Temperatura da parede do tubo (  $T_w$  ):

$$T_w = 0.5 \cdot (T_t - t_w) \quad (13)$$

Viscosidade do fluido do lado do tubo (  $\mu_t$  ) e da água (  $\mu_w$  ) em  $T_w$  .

Número de Nusselt do fluido do lado do tubo em fluxo laminar:

$$Nu_t = 1.86 \cdot \left( Re_t \cdot Pr_t \cdot \frac{d_t}{L_t} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (14)$$

• Regime de transição (  $2,300 \leq Re_t \leq 10,000$  ):

$$\frac{h_t}{Cp_t \cdot \rho_t \cdot u_t} = 0.116 \cdot \left( \frac{Re_t^{0.66} - 125}{Re_t} \right) \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_t}{L_t} \right)^{0.66} \right] \cdot Pr_t^{0.66} \quad (15)$$

• Regime turbulento (  $10,000 < Re_t < 5,000,000$  ):

Fator de atrito (  $f_t$  ):

$$f_t = (1.58 \cdot \ln Re_t - 3.28)^{-2} \quad (16)$$

Número de Nusselt (  $Nu_t$  ):

$$Nu_t = \frac{\left( \frac{f_t}{2} \right) \cdot Re_t \cdot Pr_t}{1.07 + 12.7 \cdot \left( \frac{f_t}{2} \right)^{1/2} \cdot (Pr_t^{2/3} - 1)} \quad (17)$$

Passo 17. Coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido do lado do tubo ( ):

$$h_t = \frac{Nu_t \cdot k_t}{d_t} \quad (18)$$

Passo 18. Velocidade do fluido anular (  $u_a$  ):

$$u_a = \frac{m_a}{\rho_a \cdot A_c} \quad (19)$$

Passo 19. Número de Reynolds do fluido anular (  $Re_a$  ):

$$Re_a = \frac{\rho_a \cdot \mu_a \cdot D_h}{\mu_a} \quad (20)$$

Passo 20. Número de Prandtl do fluido anular (  $Pr_a$  ):

$$Pr_a = \frac{Cp_a \cdot \mu_a}{k_a} \quad (21)$$

Passo 21. Número de Nusselt do fluido anular (  $Nu_a$  ):

• Regime laminar (  $Re_a < 2,300$  ):

Viscosidade do fluido anular (  $\mu_a$  ) at  $T_w$  .

Número de Nusselt do fluido anular:

$$Nu_a = 1.86 \cdot \left( Re_a \cdot Pr_a \cdot \frac{D_h}{L_t} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu_a}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (22)$$

• Regime de transição (  $2,300 \leq Re_a \leq 10,000$  ):

$$\frac{h_t}{Cp_a \cdot \rho_a \cdot u_a} = 0.116 \cdot \left( \frac{Re_a^{0.66} - 125}{Re_a} \right) \cdot \left[ 1 + \left( \frac{D_h}{L_t} \right)^{0.66} \right] \cdot Pr_a^{0.6} \quad (23)$$

• Regime turbulento (  $10,000 < Re_a < 5,000,000$  ):

Fator de atrito (  $f_a$  ):

$$f_a = (1.58 \cdot \ln Re_a - 3.28)^{-2} \quad (24)$$

Número Nusselt (  $Nu_a$  ):

$$Nu_a = \frac{\left( \frac{f_a}{2} \right) \cdot Re_a \cdot Pr_a}{1.07 + 12.7 \cdot \left( \frac{f_a}{2} \right)^{1/2} \cdot (Pr_a^{2/3} - 1)} \quad (25)$$

Passo 22. Coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido anular (  $h_a$  ):

$$h_a = \frac{Nu_a \cdot k_a}{D_e} \quad (26)$$

Passo 23. Área de transferência de calor com alhetas (  $A_f$  ):

$$A_f = 2 \cdot N_t \cdot N_f \cdot L_t \cdot (2 \cdot H_f + \delta) \quad (27)$$

Passo 24. Área de transferência de calor sem alhetas (  $A_u$  ):

$$A_u = 2 \cdot N_t \cdot (\pi \cdot d_o \cdot L_t - N_f \cdot L_t \cdot \delta) \quad (28)$$

Passo 25. Área total da forquilha (  $A_t$  ):

$$A_t = A_f + A_u \quad (29)$$

Passo 26. Fator m:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_a}{\delta \cdot k_m}} \quad (30)$$

Passo 27. Eficiência das alhetas (  $\eta_f$  ):

$$\eta_f = \frac{\tanh(m \cdot H_f)}{m \cdot H_f} \quad (31)$$

Passo 28. Eficiência global da superfície (  $\eta_o$  ):

$$\eta_o = \left[ 1 - (1 - \eta_f) \cdot \frac{A_f}{A_t} \right] \quad (32)$$

Passo 29. Área da câmara de ar (  $A_i$  ):

$$A_i = 2 \cdot \pi \cdot d_i \cdot L_t \quad (33)$$

Passo 30. Coeficiente global de transferência de calor em condições de incrustação (  $U_f$  ):

$$U_f = \frac{1}{\frac{A_t}{A_i} \cdot \frac{1}{h_t} + \frac{A_t}{A_i} \cdot R_t + \frac{A_t \cdot \ln(\frac{d_o}{d_i})}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot 2 \cdot L_t} + \frac{R_a}{\eta_o} + \frac{1}{\eta_o \cdot h_a}} \quad (34)$$

Passo 31. Coeficiente global de transferência de calor em condições limpas ( $U_c$ ):

$$U_c = \frac{1}{\frac{A_t}{A_i} \cdot \frac{1}{h_t} + \frac{A_t \cdot \ln(\frac{d_o}{d_i})}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot 2 \cdot L_t} + \frac{1}{\eta_o \cdot h_a}} \quad (35)$$

Passo 32. Fator de limpeza ( $CF$ ):

$$CF = \frac{U_f}{U_c} \quad (36)$$

Passo 33. Diferença de temperatura média logarítmica (LMTD) (para fluxo em contracorrente):

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (37)$$

Passo 34. Superfície total de transferência de calor sem incrustações ( $A_{oc}$ ):

$$A_{oc} = \frac{Q}{U_c \cdot LMTD} \quad (38)$$

Passo 35. Área total da superfície de transferência de calor com incrustações ( $A_{of}$ ):

$$A_{of} = \frac{Q}{U_f \cdot LMTD} \quad (39)$$

Passo 36. Número de garfos ( $N_h$ ):

$$N_h = \frac{A_{of}}{A_t} \quad (40)$$

### 2.3 Queda de pressão

Passo 37. Fator de atrito do fluido do lado da tubagem ( $f_t$ ):

Região ( $Re_t < 2,300$ ):

$$f_t = \frac{16}{Re_t} \quad (41)$$

Fator de atrito do fluido do lado do tubo em escoamento laminar:

$$f_t' = f_t \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_w}\right)^{-0.58} \quad (42)$$

- Regime turbulento ( $4,000 < Re_t < 5,000,000$ ):

$$f_t' = 0.00140 + 0.125 \cdot Re_t^{-0.32} \quad (43)$$

Passo 38. Queda de pressão do fluido do lado do tubo ( $\Delta p_t$ ):

$$\Delta p_t = 4 \cdot f_t' \cdot \frac{2 \cdot L_t}{d_i} \cdot \rho_t \cdot \frac{u_t^2}{2} \cdot N_h \quad (44)$$

Passo 39. Fator de atrito do fluido anular ( $f_a'$ ):

- Região laminar ( $Re_a < 2,300$ ):

$$f_a = \frac{16}{Re_a} \quad (45)$$

Fator de atrito do fluido anular em escoamento laminar:

$$f_a' = f_a \cdot \left(\frac{\mu_a}{\mu_w}\right)^{-0.58} \quad (46)$$

- Regime turbulento ( $4,000 < Re_a < 5,000,000$ ):

$$f_a' = 0.00140 + 0.125 \cdot Re_a^{-0.32} \quad (47)$$

Passo 40. Queda de pressão do fluido anular ( $\Delta p_a$ ):

$$\Delta p_a = 4 \cdot f_a' \cdot \frac{2 \cdot L_t}{D_h} \cdot \rho_a \cdot \frac{u_a^2}{2} \cdot N_h \quad (48)$$

### 2.4. Potência de bombagem.

Passo 41: Potência de bombagem necessária para o fluido do lado da tubagem ( $P_t$ ):

$$P_t = \frac{m_t \cdot \Delta p_t}{\rho_t \cdot \eta_p} \quad (49)$$

Em que  $\eta_p$  é o rendimento da bomba = 0,80 - 0,85 [5].

Potência de bombagem necessária para o fluido anular ( $P_a$ ):

$$P_a = \frac{m_a \cdot \Delta p_a}{\rho_a \cdot \eta_p} \quad (50)$$

### 3. Resultados.

Os valores dos principais parâmetros de projeto calculados para o permutador de calor de tubos duplos com alhetas proposto, incluindo o número calculado de forquilhas, bem como a perda de carga e a potência de bombagem para ambas as correntes, são apresentados a seguir.

#### 3.1 Número de bifurcações.

Etapa 1: Definição dos parâmetros iniciais:

A Tabela 2 mostra os parâmetros iniciais necessários para projetar o permutador de calor de tubo duplo.

Tabela 2: Parâmetros iniciais disponíveis.

Parâmetros	Símbolo	Valor	Unidades
Caudal mássico de acetona	$m_h$	2.00	kg/s
Temperatura de entrada da acetona	$T_1$	90	°C
Temperatura de saída da acetona	$T_2$	30	°C
Temperatura de entrada da água	$t_1$	5	°C
Temperatura de saída da água	$t_2$	25	°C
Fator de escala da acetona	$R_h$	0.000352	$m^2 \cdot K/W$
Fator de escala da água	$R_c$	0.000176	$m^2 \cdot K/W$



Queda de pressão máxima para a acetona	$\Delta p_{hm}$	200,000	Pa
Queda de pressão máxima para a água	$\Delta p_{cm}$	900,000	Pa

Passo 2. Diâmetros do tubo interior e do anel

Os valores dos diâmetros interno e externo para um tubo interno com diâmetro nominal de  $\frac{3}{4}$  de polegada, Schedule 40, bem como o diâmetro interno do anel com diâmetro nominal de 2 polegadas, Schedule 40, conforme relatado por [19], são dados a seguir:

$$\text{Diâmetro interior do tubo (d\_i)} = 0,02093 \text{ m}$$

$$\text{Diâmetro exterior do tubo (d\_o)} = 0,02667 \text{ m}$$

$$\text{Diâmetro interior do anel (D\_i)} = 0,0525 \text{ m}$$

Passo 3: Temperatura média de ambos os fluidos:

Acetona:

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{90 + 30}{2} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1)$$

Água:

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{5 + 25}{2} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (2)$$

Passo 4. Propriedades físicas de ambos os fluidos à temperatura média da etapa anterior

A Tabela 3 mostra os valores das propriedades físicas de ambos os fluidos, que foram determinados de acordo com os dados relatados em [19].

Tabela 3: Propriedades físicas de ambos os fluidos.

Propriedade física	Acetona	Água refrigerada	Unidades
Densidade	745.20	999.10	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidade	0.000229	0.00114	Pa.s
Condutividade térmica	0.146	0.589	W/m.K
Capacidade térmica	2,300.25	4,188.47	J/kg.K

Fonte: Elaboração própria

Passo 5: Carga térmica ( $Q$ ):

$$Q = m_h \cdot Cp_h \cdot (T_1 - T_2) \quad (3)$$

$$Q = 2.00 \cdot 2,300 \cdot (90 - 30) = 276,030 \text{ W}$$

Passo 6. Caudal mássico da água refrigerada ( $m_c$ ):

$$m_c = \frac{Q}{Cp_c \cdot (t_2 - t_1)} \quad (4)$$

$$m_c = \frac{276,030}{4,188.47 \cdot (25 - 5)} = 3.30 \text{ kg/s}$$

Passo 7. Localização dos fluidos no interior do permutador de calor:

De acordo com as sugestões de [2] e [20], o fluido frio (água) ficará localizado no interior do tubo interno,

enquanto que o fluido quente (acetona) escoará pelo anel. Assim, a Tabela 4 apresenta os símbolos antigos e novos que apresentarão os parâmetros iniciais para ambos os fluidos, tendo em conta a localização selecionada dos fluidos. Ou seja, os subscritos e serão substituídos por  $e$ , respectivamente, para todos os parâmetros iniciais e propriedades físicas de ambos os fluidos.

Tabela 4: Símbolos antigos e novos dos parâmetros iniciais de ambos os fluidos.

Parâmetro	Símbolo antigo	Novo símbolo	Unidades
Caudal mássico da acetona	$m_h$	$m_a$	kg/s
Caudal mássico da água	$m_c$	$m_t$	kg/s
Densidade da acetona	$\rho_h$	$\rho_a$	kg/m <sup>3</sup>
Densidade da água	$\rho_c$	$\rho_t$	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidade da acetona	$\mu_h$	$\mu_a$	Pa.s
Viscosidade da água	$\mu_c$	$\mu_t$	Pa.s
Condutividade térmica da acetona	$k_h$	$k_a$	W/m.K
Condutividade térmica da água	$k_c$	$k_t$	W/m.K
Capacidade térmica da acetona	$Cp_h$	$Cp_a$	J/kg.K
Capacidade térmica da água	$Cp_c$	$Cp_t$	J/kg.K
Factores de escala da acetona	$R_h$	$R_a$	m <sup>2</sup> .K/W
Factores de escala da água	$R_c$	$R_t$	m <sup>2</sup> .K/W

Fonte: Elaboração própria

A Tabela 5 apresenta os resultados dos parâmetros determinados nos passos 8 a 17.

Tabela 5. Resultados dos parâmetros determinados nos passos 8 a 17.

Passo	Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades	Equa. t.
8	Área da secção transversal líquida no anel com tubos interiores com alhetas longitudinais	$A_c$	0.00129	m <sup>2</sup>	(5)
9	Circunferência molhada total do anel com tubos interiores com alhetas longitudinais	$P_w$	0.949	m	(6)
10	Diâmetro hidráulico	$D_h$	0.0054	m	(7)
11	Perímetro do anel de transferência de calor para transferência de calor	$P_h$	0.784	m	(8)



12	Diâmetro equivalente para transferência de calor	$D_e$	0.0066	m	(9)	27	Eficiência das alhetas	$\eta_f$	0.190	-	(31)
13	Velocidade da água	$u_t$	9.60	m/s	(10)	28	Eficiência total da superfície	$\eta_o$	0.250	-	(32)
14	Número de Reynolds da água	$Re_t$	176,094	-	(11)	29	Área do tubo interior	$A_i$	0.552	$m^2$	(33)
15	Número de Prandtl da água	$Pr_t$	8.10	-	(12)	30	Coeficiente global de transferência de calor (com incrustações)	$U_f$	182.65	$W/m^2.K$	(34)
16	Fator de atrito	$f_t$	0.0040	-	(16)	31	Coeficiente global de transferência de calor (limpo)	$U_c$	508.39	$W/m^2.K$	(35)
17	Número de Nusselt da água	$Nu_t$	1,017.6	-	(17)	32	Fator de limpeza	$CF$	0.359	-	(36)
	Coeficiente de transferência de calor por convecção da água	$h_t$	28,637	$W/m^2.K$	(18)	33	Diferença de temperatura média logarítmica	$LMTD$	41.86	$^{\circ}C$	(37)
						34	Área total da superfície de transferência de calor sem incrustações	$A_{oc}$	12.97	$m^2$	(38)
						35	Área total da superfície de transferência de calor com incrustações	$A_{of}$	36.10	$m^2$	(39)
						36	Número de garfos	$N_h$	2.78 ≈ 3	-	(40)

Como  $Re_t > 10.000$ , o fluido do lado do tubo flui em regime turbulento; portanto, as equações (16) e (17) serão usadas para determinar o número de Nusselt.

Fonte: Elaboração própria.

A Tabela 6 mostra os resultados dos parâmetros calculados nos passos 18 a 22.

Tabela 6 - Resultados dos parâmetros determinados nos passos 18 a 22.

Passo	Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades	Equat.
18	Velocidade da acetona	$u_a$	2.08	m/s	(19)
19	Número de Reynolds da acetona <sup>1</sup>	$Re_a$	36,550,6	-	(20)
20	Número de Prandtl da acetona	$Pr_a$	3.61	-	(21)
	Fator de atrito da acetona	$f_a$	0.0056	-	(24)
21	Número de Nusselt da acetona	$Nu_a$	186.69	-	(25)
22	Coeficiente de transferência de calor por convecção da acetona	$h_a$	4,127.6	$W/m^2.K$	(26)

Como  $Re_a > 10.000$ , o fluido do anel flui em regime turbulento; portanto, as equações (24) e (25) serão usadas para determinar o número de Nusselt.

Fonte: Elaboração própria.

A Tabela 7 apresenta os resultados dos parâmetros calculados nos passos 23 a 36.

Tabela 7 - Resultados dos parâmetros determinados nos passos 23 a 36.

Passo	Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades	Equat.
23	Área de transferência de calor com alhetas	$A_f$	6.092	$m^2$	(27)
24	Área de transferência de calor sem alhetas	$A_u$	0.492	$m^2$	(28)
25	Área total da bobina	$A_t$	6.584	$m^2$	(29)
26	Fator	$m$	420	-	(30)

### 3.2. Queda de pressão

Dado que o fluido do lado do tubo (água) escoa em regime turbulento ( $Re_t = 176.094 > 10.000$ ), foram utilizadas as equações (43) e (44) para determinar a queda de pressão deste fluido. Assim:

Passo 37. Fator de fricção da água ( $f_t^a$ ) para regime turbulento:

$$f_t^a = 0,00140 + 0,125 \cdot Re_t^{-0,32} = 0,0040 \quad (43)$$

Passo 38. Queda de pressão da água ( $\Delta p_t$ ):

$$\Delta p_t = 4 \cdot f_t^a \cdot (2 \cdot L_t) / d_i \cdot \rho_t \cdot (u_t^2) / 2 \cdot N_h = 886.903 \text{ Pa} \quad (44)$$

Como o fluido do anel (acetona) também escoa em regime turbulento ( $Re_a = 36.550,6 > 10.000$ ), foram utilizadas as equações (47) e (48) para determinar a queda de pressão deste fluido. Assim:

Passo 39. Fator de fricção da acetona ( $f_a^a$ ) para regime turbulento:

$$f_a^a = 0,00140 + 0,125 \cdot Re_a^{-0,32} = 0,0057 \quad (47)$$

Passo 40. Queda de pressão da acetona ( $\Delta p_a$ ):

$$\Delta p_a = 4 \cdot f_a^a \cdot (2 \cdot L_t) / D_h \cdot \rho_a \cdot (u_a^2) / 2 \cdot N_h = 171.518 \text{ Pa} \quad (48)$$

### 3.3. Potência de bombagem

Passo 41. Potência de bombagem necessária para a água ( $P_t$ ):

$$P_t = (m_t \cdot \Delta p_t) / (\rho_t \cdot \eta_p) = 3.662 \text{ W} \quad (49)$$



Passo 42. Potência de bombagem necessária para a acetona (P<sub>a</sub>):

$$P_a = (m_a \cdot \Delta p_a) / (\rho_a \cdot \eta_p) = 575 \text{ W} \quad (50)$$

#### 4. Discussão

A carga térmica necessária para arrefecer o fluxo de acetona foi de 276.030 W, enquanto o caudal mássico de água fria necessário para o processo de troca térmica é de 3,30 kg/s. A velocidade da água fria (9,60 m/s) é 4,61 vezes superior à velocidade da acetona (2,08 m/s). Isto deve-se ao maior valor do caudal mássico da água fria (3,30 kg/s) em comparação com o da acetona (2,0 kg/s), bem como ao maior valor da área líquida da secção transversal no anel com tubos com aletas longitudinais (0,00129 m<sup>2</sup>), usada na equação (19), em comparação com o valor do termo ( $\pi \cdot d_i \cdot 4$ ) (0,00034 m<sup>2</sup>), usado na equação (10).

O número de Reynolds da água fria (176.094) é aproximadamente 4,82 vezes superior ao número de Reynolds da acetona (36.550,6), o que se deve ao maior valor da velocidade (9,60 m/s) e da densidade (999,10 kg/m<sup>3</sup>) da água fria, em comparação com os valores destes parâmetros para a acetona (velocidade de 2,08 m/s e densidade de 745,20 kg/m<sup>3</sup>). Além disso, o maior valor obtido para o diâmetro interior do tubo (0,02093 m), em comparação com o valor do diâmetro hidráulico (0,0054 m), também influenciou este resultado.

m), influenciou este resultado. Como mencionado anteriormente, os fluidos escoarão em regime turbulento dentro do DPHE projetado, dado que os valores calculados do número de Reynolds para ambos os fluidos são superiores a 10.000.

Relativamente ao número de Nusselt, o valor deste parâmetro para a água fria (1.017,61) é 5,45 vezes superior ao número de Nusselt da acetona (186,69), devido aos valores mais elevados obtidos para o número de Reynolds (176.094) e o número de Prandtl (8,10) da água fria, em comparação com os valores destes parâmetros para a acetona (número de Reynolds de 36.550,6 e número de Prandtl de 3,61).

No que diz respeito ao coeficiente convectivo de transferência de calor, o valor deste parâmetro para a água fria (28.637 W/m<sup>2</sup>·K) é 6,94 vezes superior ao valor obtido para a acetona. Isto deve-se principalmente ao valor mais elevado do número de Nusselt (1.017,61) e da condutividade térmica (0,589 W/m·K) obtidos para a água fria, em comparação com os valores destes parâmetros para a acetona (número de Nusselt de 186,69 e condutividade térmica de 0,146 W/m·K).

O valor calculado da eficiência da aleta foi de 0,190, o que pode ser considerado baixo. Isto deve-se principalmente ao elevado valor obtido para o coeficiente convectivo de transferência de calor da acetona (4.127,6 W/m<sup>2</sup>·K), que por sua vez aumenta o valor do fator (equação 30), diminuindo

assim a eficiência da aleta (equação 31). A eficiência global da superfície teve um valor de 0,250, o que também pode ser considerado baixo. O baixo valor obtido para a eficiência da aleta influenciou negativamente o valor da eficiência global da superfície.

O coeficiente global de transferência de calor em condições limpas (U<sub>c</sub>) foi de 508,39 W/m<sup>2</sup>·K, sendo 2,78 vezes superior ao coeficiente global de transferência de calor em condições com incrustação (182,65 W/m<sup>2</sup>·K). O valor calculado de U<sub>c</sub> está de acordo com os intervalos reportados por [5] e [18] para este tipo de serviço de transferência de calor.

O fator de limpeza teve um valor de 0,359, o que pode ser considerado baixo. Isto deve-se ao baixo valor obtido para o coeficiente global de transferência de calor em condições com incrustação (182,65 W/m<sup>2</sup>·K) e ao elevado valor do coeficiente global de transferência de calor em superfície limpa (508,39 W/m<sup>2</sup>·K). O valor do fator de limpeza calculado neste estudo é inferior ao valor sugerido por [5] para projetos típicos (0,85). Segundo [5], o fator de limpeza é um termo desenvolvido para a indústria de geração de vapor que fornece uma tolerância para a incrustação e que relaciona o coeficiente global de transferência de calor quando o permutador está sujo com o valor correspondente em condições limpas. Esta abordagem oferece uma tolerância à incrustação que varia diretamente com o coeficiente global de transferência de calor em superfície limpa (U<sub>c</sub>), e, embora o fator de limpeza resulte em tendências favoráveis, o projetista deve ainda assim selecionar o fator CF adequado à sua aplicação [5].

A área total de superfície de transferência de calor com e sem incrustação foi de 36,10 m<sup>2</sup> e 12,97 m<sup>2</sup>, respectivamente; portanto, serão necessários cerca de 3 serpentinas para o permutador de calor de tubo com aletas projetado (Figura 3). Os valores calculados da perda de carga para a água fria e a acetona foram de 886.903 Pa e 171.518 Pa, respectivamente, estando ambos abaixo dos valores máximos permitidos estabelecidos pelo processo para os dois fluidos (900.000 Pa para a água fria e 200.000 Pa para a acetona). É de salientar que a perda de carga da água fria é 5,17 vezes superior à da acetona, o que se deve essencialmente ao maior valor obtido para a velocidade (9,60 m/s) e para a densidade (999,10 kg/m<sup>3</sup>) da água fria, comparativamente com os valores obtidos para a acetona (velocidade de 2,08 m/s e densidade de 745,20 kg/m<sup>3</sup>).

Finalmente, a potência de bombagem requerida para a água fria (3.662 W) é 6,37 vezes superior à potência necessária para a acetona (575 W), o que se deve em grande parte ao maior valor de perda de carga obtido para o escoamento da água fria, em comparação com o valor de perda de carga da acetona.

Fig. 3. Esquema do permutador de calor de tubo com aletas projetado com três serpentinas e fluidos a escoar em contracorrente.

Fonte: Elaboração própria.

Em [5], foi projetado um permutador de calor de tubo com aletas para arrefecer 3 kg/s de um fluxo de óleo de motor de 65 °C para 55 °C, utilizando água do mar disponível a 20 °C, onde a água do mar (fluído frio) se encontrava no tubo interior e o óleo de motor no anel. Entre os resultados obtidos, o regime de escoamento no tubo interior é turbulento e no anel é laminar; a eficiência das aletas e a eficiência global da superfície têm valores de 0,682 e 0,703, respectivamente; os coeficientes globais de transferência de calor em condições com e sem incrustação são de 108,6 W/m<sup>2</sup>·K e 127,6 W/m<sup>2</sup>·K, respectivamente; o fator de limpeza é de 0,85 e serão necessárias duas serpentinas para este serviço de transferência de calor. Finalmente, a perda de carga e a potência de bombagem para a água do mar são de 135 kPa e 237,3 W, respectivamente, enquanto a perda de carga e a potência para o óleo de motor (em regime laminar) são de 7,5 MPa e 31,8 kW, respectivamente.

Em [2], foi projetado outro permutador de tubo com aletas utilizando a metodologia de dimensionamento de Kern, onde se pretende arrefecer 8.165 kg/h de gasóleo 28 °API de 121 °C para 93 °C, utilizando água a 27 °C como meio de arrefecimento. Neste projeto de dimensionamento, o fluido quente (gasóleo) foi colocado no anel, enquanto o fluido frio (água) ficou no tubo interior. Os valores para a eficiência da aleta e a eficiência global da superfície são de 0,307 e 1,54, respectivamente; enquanto os coeficientes globais de transferência em condições limpas e com incrustação (de projeto) apresentam valores de 1.618,3 W/m<sup>2</sup>·K e 670 W/m<sup>2</sup>·K, respectivamente. É necessário utilizar quatro serpentinas e as perdas de carga calculadas no anel e no tubo interior são de 62.604,39 Pa e 10.824,77 Pa, respectivamente.

## 5. Conclusões.

Foi projetado um permutador de calor de tubo duplo com aletas do ponto de vista térmico e hidráulico, utilizando a metodologia e correlações reportadas em [5] e [18], onde foram determinados vários parâmetros de dimensionamento, como o fator de limpeza e o número de serpentinas, bem como a perda de carga e a potência de bombagem de ambos os fluxos, entre outros. A carga térmica teve um valor de 276.030 W, enquanto será necessário um caudal mássico de água fria de 3,30 kg/s para arrefecer o fluxo de acetona. Considerando os valores calculados do número de Reynolds para a água fria (176.094) e a acetona (36.550,6), ambos os fluxos escoarão em regime turbulento dentro do permutador de tubo duplo com aletas projetado, enquanto os coeficientes convectivos de transferência de calor para a água fria e a acetona foram de 28.637 e 4.127,6 W/m<sup>2</sup>·K, respectivamente. O coeficiente global de transferência de calor em condições com e sem incrustação teve valores de 182,65 e 508,39 W/m<sup>2</sup>·K,

respectivamente, enquanto o fator de limpeza foi de 0,359. A área total de superfície de transferência de calor com e sem incrustação teve valores de 36,10 m<sup>2</sup> e 12,97 m<sup>2</sup>, respectivamente. O permutador de tubo com aletas projetado necessitará de três serpentinas, e a perda de carga tanto da água fria (886.903 Pa) como da acetona (171.518 Pa) encontra-se abaixo dos valores máximos estabelecidos pelo processo de troca térmica. O fluxo de água fria requererá uma potência de bombagem de 3.662 W, enquanto a potência de bombagem requerida para o fluxo de acetona será de 575 W.

## 6.- Contribuições dos Autores.

1. Conceptualização: Amaury Pérez Sánchez.
2. Curadoria de dados: Laura Thalía Alvarez Lores.
3. Análise formal: Amaury Pérez Sánchez, Elizabeth Eianne Artigas Cañizares.
4. Obtenção de financiamento: Não aplicável.
5. Investigação: Amaury Pérez Sánchez, Elizabeth Eianne Artigas Cañizares, Laura Thalía Alvarez Lores.
6. Metodologia: Amaury Pérez Sánchez.
7. Gestão do projeto: Não aplicável.
8. Recursos: Não aplicável.
9. Software: Não aplicável.
10. Supervisão: Amaury Pérez Sánchez.
11. Validação: Amaury Pérez Sánchez.
12. Visualização: Não aplicável.
13. Redação – rascunho original: Elizabeth Eianne Artigas Cañizares, Laura Thalía Alvarez Lores.
14. Redação – revisão e edição: Amaury Pérez Sánchez.

## 7.- Referencias.

- [1] K. S. Syed, M. Ishaq, Z. Iqbal, and A. Hassan, "Numerical study of an innovative design of a finned double-pipe heat exchanger with variable fin-tip thickness," *Energy Conversion and Management*, vol. 98, pp. 69-80, 2015. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.03.038>
- [2] M. Flynn, T. Akashige, and L. Theodore, *Kern's Process Heat Transfer*, 2nd ed. Beverly, USA: Scrivener Publishing, 2019.
- [3] A. Faisal and S. Jain, "Analysis of a Double Pipe Heat Exchanger with Straight and Helical Fins," *International Journal of Science, Engineering and Technology*, vol. 9, no. 4, pp. 1-6, 2021.
- [4] M. Ishaq, A. Ali, M. Amjad, K. S. Syed, and Z. Iqbal, "Diamond-Shaped Extended Fins for Heat Transfer Enhancement in a Double-Pipe Heat Exchanger: An Innovative Design," *Applied Sciences*, vol. 11, p. 5954, 2021. <https://doi.org/10.3390/app1113594>
- [5] S. Kakaç, H. Liu, and A. Pramuanjaroenkij, *Heat Exchangers - Selection, Rating and Thermal Design*, 3rd ed. Boca Raton, USA: Taylor & Francis Group, 2012.
- [6] Peccini, J. C. Lemos, A. L. H. Costa, and M. J. Bagajewicz, "Optimal Design of Double Pipe Heat Exchanger Structures," *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 58, p. 12080-12096, 2019. <https://10.1021/acs.iecr.9b01536>
- [7] M. K. Alkam and M. A. Al-Nimr, "Improving the performance of double-pipe heat exchangers by using porous substrates," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 42, pp. 3609-3618, 1999.
- [8] M. F. Hasan, M. Danismaz, and B. M. Majel, "Thermal performance investigation of double pipe heat exchanger embedded with extended surfaces using nanofluid technique as enhancement," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 43, p. 102774, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.102774>



- [9] Jalili, N. Aghaee, P. Jalili, and D. D. Ganji, "Novel usage of the curved rectangular fin on the heat transfer of a double-pipe heat exchanger with a nanofluid," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 35, p. 102086, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102086>
- [10] G. A. Rao and Y. Levy, "A semi empirical methodology for performance estimation of a double pipe finned heat exchanger," presented at the 9th Biennial ASME Conference on Engineering Systems Design and Analysis (ESDA08), Haifa, Israel, 2008.
- [11] M. Sanchouli, S. Payan, A. Payan, and S. A. Nada, "Investigation of the enhancing thermal performance of phase change material in a double-tube heat exchanger using grid annular fins," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 34, p. 101986, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.101986>
- [12] J. Mansour, Z. K. Kadhim, and K. A. Hussein, "CFD study of Heat Transfer Characteristics for Annular Serrated Finned-Tube Heat Exchanger," *Journal of Computer and Engineering Technology*, vol. 5, no. 1, pp. 77-87, 2018.
- [13] V. Mathanraj, V. L. Krishna, J. L. V. Babu, and S. A. Kumar, "Experimental investigation on heat transfer in double pipe heat exchanger employing triangular fins," *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, vol. 402, p. 012137, 2018. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/402/1/012137>
- [14] S. Al-Zahrani, "Heat transfer characteristics of innovative configurations of double pipe heat exchanger," *Heat and Mass Transfer*, pp. 1-15, 2023. <https://doi.org/10.1007/s00231-023-03360-0>
- [15] S. Sivalakshmi, M. Raja, and G. Gowtham, "Effect of helical fins on the performance of a double pipe heat exchanger," *Materials Today: Proceedings*, vol. 43, pp. 1128-1131, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.08.563>
- [16] S. Kumar, K. V. Karanth, and K. Murthy, "Numerical study of heat transfer in a finned double pipe heat exchanger," *World Journal of Modelling and Simulation*, vol. 11, no. 1, pp. 43-54, 2015.
- [17] H. Kahalerras and N. Targui, "Numerical analysis of heat transfer enhancement in a double pipe heat exchanger with porous fins," *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, vol. 18, no. 5, pp. 593-617, 2008. <http://dx.doi.org/10.1108/09615530810879738>
- [18] E. Cao, "Heat transfer in process engineering," New York, USA: McGraw-Hill, 2010.
- [19] W. Green and M. Z. Southard, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 9th ed. New York, USA: McGraw-Hill Education, 2019.
- [20] R. Sinnott and G. Towler, *Chemical Engineering Design*, 6th ed. Oxford, United Kingdom: Butterworth-Heinemann, 2020.

## Nomenclature

$A_c$	Net cross-sectional area in the annulus with longitudinal finned tubes	$\text{m}^2$
$A_f$	Finned heat transfer area	$\text{m}^2$
$A_i$	Area of the inner tube	$\text{m}^2$
$A_{oc}$	Total heat transfer surface area without fouling	$\text{m}^2$
$A_{of}$	Total heat transfer surface area with fouling	$\text{m}^2$
$A_t$	Total area of hairpin	$\text{m}^2$
$A_u$	Unfinned heat transfer area	$\text{m}^2$
$Cp$	Heat capacity	$\text{J}/\text{kg.K}$
CF	Cleanliness factor	-
$d_i$	Inner diameter of tube	$\text{m}$
$d_o$	Outer diameter of tube	$\text{m}$
$D_e$	Equivalent diameter for heat transfer	$\text{m}$
$D_h$	Hydraulic diameter	$\text{m}$
$D_i$	Inner diameter of annulus	$\text{m}$
$f$	Friction factor for heat transfer	-
$f'$	Friction factor for pressure drop	-
$h$	Convective heat transfer coefficient	$\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$
$H_f$	Fin height	$\text{m}$
$k$	Thermal conductivity	$\text{W}/\text{m.K}$
$k_m$	Thermal conductivity of the inner tube material	$\text{W}/\text{m.K}$
$L_t$	Length of hairpin	$\text{m}$
LMTD	Log-mean temperature difference	$^{\circ}\text{C}$
$m$	Mas flowrate	$\text{kg}/\text{s}$

$m$	Factor	-
$N_f$	Number of fins per tube	-
$N_h$	Number of hairpins	-
$N_t$	Number of tubes inside the annulus	-
$Nu$	Nusselt number	-
$\Delta p$	Pressure drop	$\text{Pa}$
$\Delta p_m$	Maximum allowable pressure drop	$\text{Pa}$
$P$	Pumping power	$\text{W}$
$P_h$	Heat transfer perimeter of the annulus for heat transfer	$\text{m}$
$Pr$	Prandtl number	-
$P_w$	Total wetted perimeter of the annulus with longitudinally finned inner tubes	$\text{m}$
$Q$	Heat load	$\text{W}$
$R$	Fouling factor	$\text{m}^2.\text{K}/\text{W}$
$Re$	Reynolds number	-
$t$	Temperature of the cold fluid	$^{\circ}\text{C}$
$T$	Temperature of the hot fluid	$^{\circ}\text{C}$
$T_w$	Tube wall temperature	$^{\circ}\text{C}$
$\bar{t}$	Average temperature of the cold fluid	$^{\circ}\text{C}$
$\bar{T}$	Average temperature of the hot fluid	$^{\circ}\text{C}$
$u$	Velocity	$\text{m}/\text{s}$
$U_c$	Overall heat transfer coefficient under clean conditions	$\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$
$U_f$	Overall heat transfer coefficient under fouling conditions	$\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$

## Greek symbols

$\rho$	Density	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\mu$	Viscosity	$\text{Pa.s}$
$\delta$	Fin thickness	$\text{m}$
$\eta_f$	Fin efficiency	-
$\eta_o$	Overall surface efficiency	-

## Subscripts

1	Inlet
2	Outlet
$c$	Cold fluid
$h$	Hot fluid
$a$	Annulus fluid
$t$	Tube side fluid