Anais do Congresso Brasileiro de Iniciação Científica
(https://periodicos.unisanta.br/COB)

ISSN 2317-1316

AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DE MISTURADORES ESTÁTICOS NA EFICIÊNCIA DE TROCA TÉRMICA DE TROCADORES DE CALOR DO TIPO DUPLO TUBO

EVALUATION OF THE INFLUENCE OF STATIC MIXERS ON THE HEAT TRANSFER EFFICIENCY OF DOUBLE-PIPE HEAT EXCHANGERS

Fernanda Simaringa de Oliveira Florindo, Diane Nascimento dos Santos, Giovanna Borba Marcelino, Isabella de Lorena Silva Gonçalves, Isabella Esverzuthe Gonzaga, Matheus Santos Celestino da Silva, Yngrid Ferreira Costa, Deovaldo de Moraes Junior, Vitor da Silva Rosa, Nelize Maria de Almeida Coêlho

Universidade Santa Cecília, Faculdade de Engenharia, Curso de Engenharia Química
E-mail para contato: fernandasimaringa97@gmail.com

RESUMO – O aumento da eficiência de troca térmica em trocadores de calor reduz o consumo energético de plantas industriais, contribuindo para a sustentabilidade do processo produtivo. Nesse contexto, foi avaliada a influência da introdução de três modelos diferentes de misturadores estáticos em um trocador de calor do tipo duplo tubo operando em contracorrente, com água. A vazão do fluido frio foi fixada em $1{,}0\ L/min$ *e a vazão do fluido quente variou entre* $0{,}5$ *e* $1{,}8\ L/min$ *(*$Re \approx 700$ *a* 2500*). Os misturadores aumentaram o coeficiente de troca térmica em todas as condições testadas, com incrementos médios de até* $80\ \%$ *para o misturador X em relação ao equipamento tradicional, sem misturador. Os resultados demonstraram o potencial dos misturadores estáticos para intensificar a troca térmica.*
Palavras-chave: Misturador estático; Trocador de calor duplo tubo; Transferência de calor; Coeficiente Global de Troca Térmica; Eficiência.

ABSTRACT – Increasing heat transfer efficiency in heat exchangers reduces the energy consumption of industrial plants, contributing to process sustainability. In this context, the influence of introducing three different static mixer models into a double-pipe heat exchanger operating in countercurrent flow with water was evaluated. The cold fluid flow rate was fixed at $1.0\ L/min$*, while the hot fluid flow rate varied between* 0.5 *and* $1.8\ L/min$ *(Re from* 700 *to* 2500*). The mixers increased the overall heat transfer coefficient under all tested conditions. The highest mean increase in the overall heat transfer coefficient was 80.8%, obtained with the X mixer relative to the configuration without a mixer. The results demonstrated the potential of static mixers to intensify heat transfer.*
Keywords: *Static mixers; Double pipe heat exchanger; Heat transfer; Overall Heat Transfer Coefficient; Efficiency.*

ISSN 2317-1316

1 INTRODUÇÃO

Os trocadores de calor são equipamentos amplamente utilizados em processos industriais para promover a transferência de energia térmica entre fluidos com diferentes temperaturas, sem que ocorra mistura entre eles. Entre os diversos modelos existentes, o trocador de calor duplo tubo destaca-se pela simplicidade construtiva, facilidade de operação e ampla aplicação em setores como as indústrias química, petroquímica, alimentícia e farmacêutica. O desempenho desses equipamentos está diretamente relacionado às condições de escoamento dos fluidos e às características construtivas do sistema, fatores que influenciam a taxa de transferência de calor e a eficiência térmica do processo (GREEN; PERRY, 2008).

A eficiência dos sistemas de troca térmica possui impacto direto no consumo energético e nos custos operacionais da indústria. Dessa forma, estratégias que permitam aumentar a transferência de calor sem a necessidade de grandes modificações estruturais nos equipamentos tornam-se alternativas atrativas para a otimização de processos e o melhor aproveitamento da energia disponível (KAKAC; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012).

Diante da crescente busca por processos mais eficientes e com menor consumo energético, técnicas de intensificação da transferência de calor têm recebido atenção crescente na engenharia. Nesse contexto, os misturadores estáticos surgem como uma alternativa promissora, pois promovem maior mistura do fluido, reduzem gradientes de temperatura e favorecem o aumento dos coeficientes de transferência de calor (GREEN; PERRY, 2008). A presença desses dispositivos modifica a trajetória do escoamento e favorece a transferência convectiva de calor, por meio da alteração das características hidrodinâmicas do fluido e do coeficiente de película (TAVARES; SANTOS, 2014). Entretanto, diferentes geometrias podem apresentar desempenhos distintos, justificando a realização de uma avaliação comparativa para determinação da melhor condição de operação (ROSA, 2017).

Assim, o presente trabalho teve como objetivo avaliar a eficiência de troca térmica de um trocador de calor do tipo duplo tubo equipado com misturadores estáticos de três modelos diferentes em relação à sua operação tradicional, sem elemento interno de mistura.

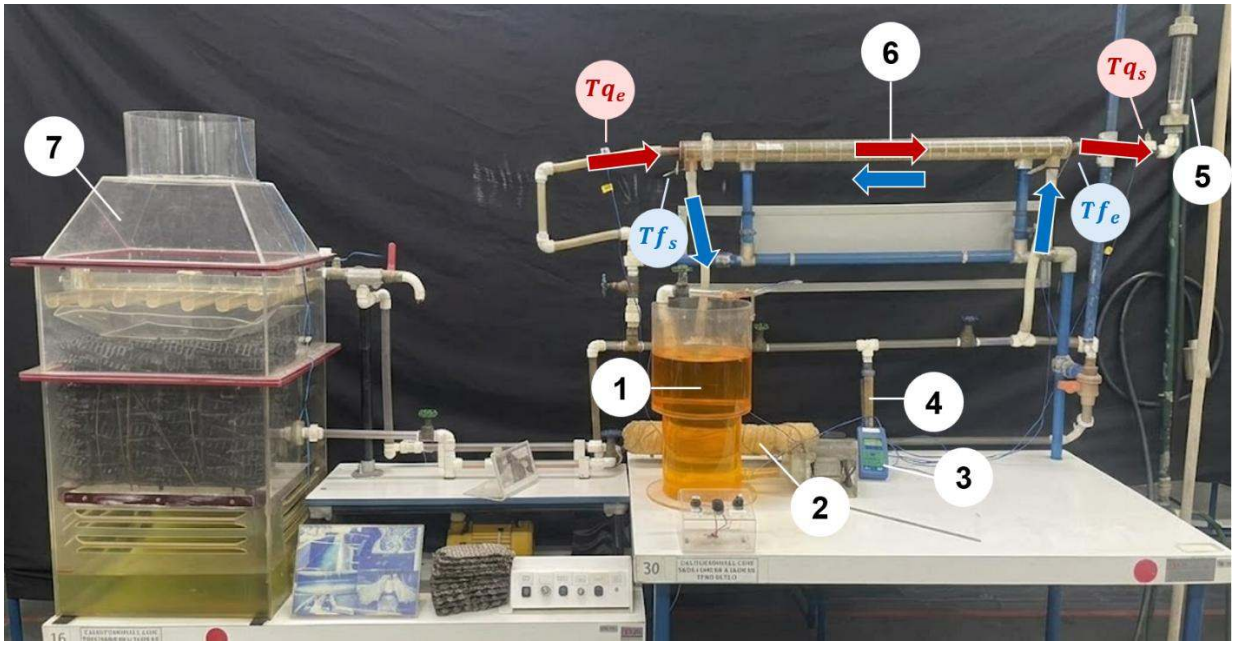
ISSN 2317-1316

2 MATERIAIS E MÉTODOS

2.1 Unidade experimental e condições de operação

Os ensaios experimentais foram realizados com água como fluido de trabalho em uma unidade experimental composta por um trocador de calor do tipo duplo tubo, um aquecedor elétrico e uma torre de resfriamento, além de um circuito de tubulação destinado à alimentação e recirculação dos fluidos (Figura 1). As temperaturas de entrada e saída das correntes quente e fria foram monitoradas por meio de termopares, enquanto as vazões volumétricas foram determinadas e controladas por rotâmetros. A temperatura ambiente foi mantida em, cerca de, 22 ℃ durante os ensaios.

Figura 1: Unidade experimental composta por: 1) Tanque de alimentação para o fluido quente, 2) Aquecedor elétrico, 3) Indicador de temperatura dos termopares, 4) Rotâmetro para o fluido frio; 5) Rotâmetro para o fluido quente, 6) Trocador do tipo duplo tubo, 7) Torre de resfriamento para o fluido frio.



O trocador de calor do tipo duplo tubo utilizado apresentava comprimento de 0,98 m, sendo constituído por um tubo interno de cobre ($D_i = 20{,}5\ mm$ e $D_e = 22{,}2\ mm$), destinado à passagem do fluido quente, e um tubo externo de acrílico ($D_i = 44{,}0\ mm$ e $D_e = 51{,}0\ mm$), alinhado concentricamente ao primeiro, equipado com 25 chicanas radiais verticais uniformemente distribuídas, para o escoamento do fluido frio. A operação do equipamento foi realizada em contracorrente.

ISSN 2317-1316

A influência dos misturadores estáticos na troca térmica do sistema foi mensurada a partir da operação do trocador de calor com o tubo interno em quatro configurações experimentais: sem misturador, com misturador em S, com misturador em X e com misturador em ½ S, apresentados na Figura 2. O sistema sem misturador foi adotado como condição de referência para comparação do desempenho térmico.

Figura 2: Fotos dos misturadores estáticos utilizados, denominados, respectivamente, de X, S e ½ S.



A temperatura para obtenção das propriedades físico-químicas da água foi a média encontrada para o fluido quente (entrada e saída) e para o fluido frio (entrada e saída), em cada ensaio. O calor específico da água foi fixado em $4180\,J/kg.℃$ e as demais propriedades foram calculadas através das Equações 1, 2 e 3 (GREEN; PERRY, 2008).

$$\mu(T) = 2{,}414 \times 10^{-5} \,.\, 10^{\frac{247{,}8}{(T+133{,}15)}} \tag{1}$$

$$\rho(T) = 1000 \left[1 - \frac{(T + 288{,}9414)(T - 3{,}9863)^2}{508929{,}2\,(T + 68{,}12963)}\right] \tag{2}$$

$$k(T) = 0{,}557176 + 0{,}00227779\,T - 1{,}22214 \times 10^{-5}\,T^2 \tag{3}$$

Em que:

- μ é a viscosidade dinâmica da água $(Pa.s)$
- ρ é a densidade da água (kg/m^3)
- k é a condutividade térmica da água $(W/m.K)$ ou $(W/m.℃)$
- T é a temperatura média da água entre a entrada e a saída para o fluido quente/frio (℃)

2.2 Procedimento experimental

O procedimento experimental foi realizado de forma padronizada para todas as condições analisadas, com o objetivo de garantir a comparabilidade dos resultados. Inicialmente, o tubo interno do trocador de calor foi preparado de acordo com a configuração do ensaio (com ou sem misturador). Então, após remontagem do trocador e checagem de vazamentos, os ensaios foram iniciados com os fluidos sendo liberados para o sistema, com suas respectivas vazões

ISSN 2317-1316

controladas por meio dos rotâmetros presentes nas linhas. A partir do completo preenchimento das linhas com fluido, o aquecedor elétrico foi acionado em sua potência máxima de forma a preparar o fluido quente para a troca térmica do estudo. Então, aguardava-se a estabilização das temperaturas do sistema, observando-se quando as temperaturas de entrada e saída dos fluidos, quente e frio, registradas pelos termopares (fabricante: Full Gauge Controls, modelo: Penta III), ficavam inalteradas por pelo menos 5 minutos. A vazão da corrente fria foi mantida constante em 1,0 L/min ($1{,}667 \times 10^{-5}\ m^3/s$), enquanto a vazão da corrente quente foi fixada em 0,5; 0,8; 1,0; 1,2; 1,5 e 1,8 L/min. Cada condição de ensaio foi avaliada quatro vezes, totalizando 24 ensaios para cada configuração. Concluída uma configuração, o sistema foi preparado para o misturador seguinte, repetindo-se o mesmo procedimento até a realização de todas as condições previstas na matriz experimental.

Durante a realização dos ensaios, buscou-se manter condições térmicas semelhantes para as diferentes configurações de misturadores estáticos e vazões avaliadas. Entretanto, limitações operacionais da unidade experimental impossibilitaram a manutenção de temperaturas de entrada constantes.

Tabela 1: Planejamento experimental do estudo.

Misturador	**Vazão de fluido quente (L/min)**					
	0,5	**0,8**	**1,0**	**1,2**	**1,5**	**1,8**
-	•	•	•	•	•	•
X	•	•	•	•	•	•
S	•	•	•	•	•	•
½ S	•	•	•	•	•	•

2.3 Cálculos efetuados

A taxa de calor transferido foi calculada com base na Primeira Lei da Termodinâmica para regime permanente. A taxa de calor cedido pela corrente quente ($\dot{Q}_q$) e a taxa de calor recebido pela corrente fria ($\dot{Q}_f$) foram determinadas pelas Equações (4) e (5), respectivamente. Para cada vazão e configuração do equipamento, a taxa de calor média foi calculada através das médias das quatro repetições.

$$\dot{Q}_q = \dot{m}_q \,.\, c_p \,.\, \left(T_{q,e} - T_{q,s}\right) \tag{4}$$

ISSN 2317-1316

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f \,.\, c_p \,.\, \left(T_{f,s} - T_{f,e}\right) \tag{5}$$

Em que:

$\dot{Q}_{q,f}$ é a taxa de calor cedido pelo fluido quente (q) ou recebida pelo fluido frio (f) (J/s)

$\dot{m}_{q,f}$ é a vazão mássica do fluido quente (q) e frio (f) (kg/s)

c_p é o calor específico da água $(4180\, J/kg.℃)$

$T_{q,f}$ é a temperatura do fluido quente (q) e frio (f): e para entrada e s para a saída (℃)

O coeficiente global de troca térmica (U) foi calculado a partir da Equação (6), que relaciona o calor médio transferido, a área de troca térmica e a diferença de temperatura média logarítmica (LMTD), Equação (7).

$$U = \frac{\overline{\dot{Q}_f}}{A_{TT} \times LMTD} \tag{6}$$

$$LMTD = \frac{\Delta T_{q,e-f,s} - \Delta T_{q,s-f,e}}{ln\left(\frac{\Delta T_{q,e-f,s}}{\Delta T_{q,s-f,e}}\right)} \tag{7}$$

Em que:

U é o coeficiente global de troca térmica $(W/m^2.℃)$

$\overline{\dot{Q}_f}$ é a taxa de calor médio recebida pelo fluido frio (J/s)

A_{TT} é a área de troca térmica externa ao tubo interno (m^2) - $A_{TT} = \pi \,.\, D_{e\,tubo\ cobre} \,.\, L$

$LMTD$ é a média logarítmica de temperatura (℃)

ΔT é a diferença de temperatura entre o fluido (q ou f) na região (e ou s) (℃)

A análise do desempenho térmico do trocador de calor foi realizada através do cálculo do fator de melhoria, que relaciona a média do coeficiente global de troca térmica obtido para as configurações com misturador estático e a configuração sem misturador, para cada vazão, Equação (8).

$$f = \frac{U_{com\ misturador}}{U_{sem\ misturador}} \tag{8}$$

Em que:

f é o fator de melhoria (adimensional)

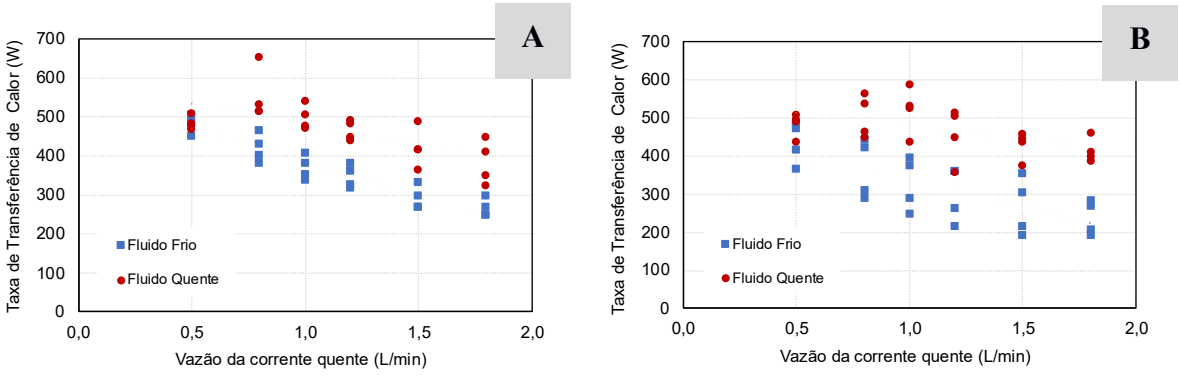
ISSN 2317-1316

U é o coeficiente global de troca térmica, com e sem misturador ($W/m^2.°C$)

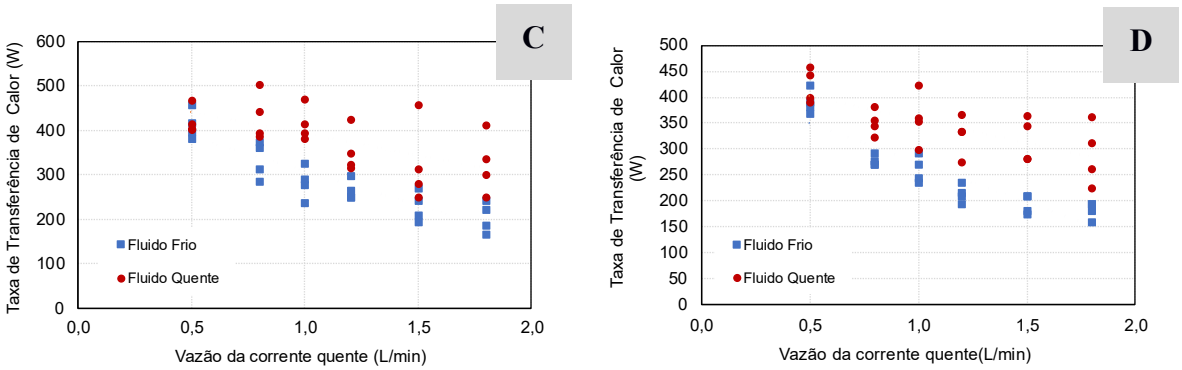
3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

O fechamento do balanço de energia foi avaliado pela comparação entre as taxas de calor cedida pela corrente quente e recebida pela corrente fria (Figura3). A taxa calculada para a corrente quente foi superior à da corrente fria em todas as condições avaliadas. As diferenças foram menores na vazão de $0{,}5\ L/min$ e se tornaram mais evidentes a partir de $0{,}8\ L/min$. Esses desvios podem estar associados às trocas térmicas com o ambiente, às incertezas das medições e às oscilações operacionais, não sendo possível determinar isoladamente a contribuição de cada fator a partir dos resultados apresentados. A redução da taxa de calor recebida pela corrente fria com o aumento da vazão quente deve ser interpretada considerando também as diferenças entre as temperaturas de entrada dos ensaios, dada a potência fixa da resistência de aquecimento.

Figura 3: Comparação da taxa de transferência de calor cedida pelo fluido quente com a recebida pelo fluido frio para o trocador de calor: A) Com misturador X, B) Com misturador S, C) Com misturador ½ S e D) Sem misturador. As barras de erro representam o desvio padrão entre as quadruplicatas.

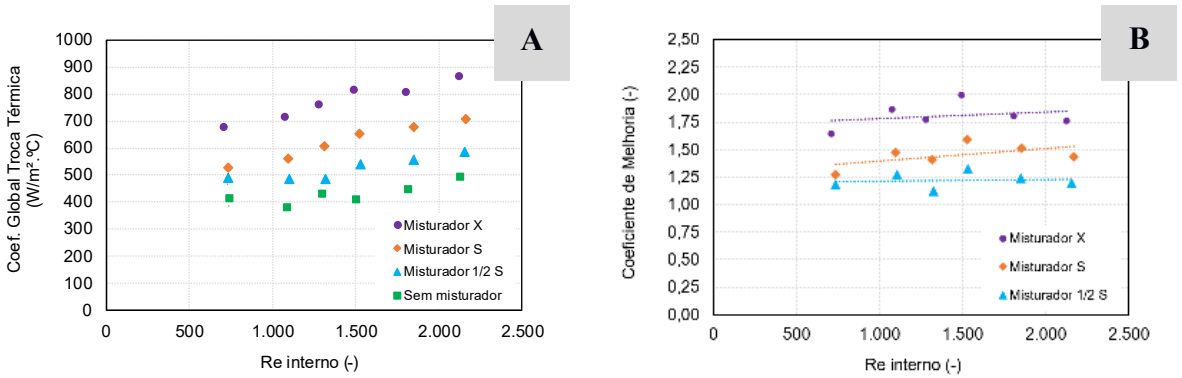


ISSN 2317-1316



A comparação do desempenho do trocador de calor nas configurações testadas está exibida na Figura 4A e o coeficiente de melhoria das configurações com misturador está expressa na Figura 4B. Observou-se que o coeficiente global de troca térmica apresentou tendência predominantemente crescente com o número de Reynolds, o que é compatível com a intensificação do transporte convectivo associada às alterações de trajetória e à mistura radial promovidas pelos elementos internos. O misturador X se mostrou o mais eficiente, atingindo um coeficiente de melhoria médio de 1,8, seguido do misturador S com coeficiente de melhoria médio de 1,4 e do misturador ½ S com coeficiente de melhoria médio de 1,2. As configurações X e S apresentaram os maiores valores de coeficiente global de transferência de calor, enquanto a configuração ½ S apresentou os menores incrementos entre os misturadores avaliados, devendo-se considerar, nessa comparação, sua menor extensão ao longo do trocador.

Figura 4: Influência do misturador estático no coeficiente global de troca térmica: A) Comparativo entre as configurações, B) Coeficiente de Melhoria em relação à configuração sem misturador.



ISSN 2317-1316

4 CONCLUSÃO

A utilização dos misturadores estáticos promoveu o aumento do coeficiente global de transferência de calor do equipamento em todas as condições avaliadas. Em comparação com a configuração sem misturador, os incrementos médios foram de aproximadamente 80,8 %, 44,8 % e 22,2 % para os misturadores X, S e ½ S, respectivamente, evidenciando a influência da geometria dos elementos internos sobre o desempenho térmico do trocador. O misturador X foi, portanto, o mais eficaz, enquanto o misturador ½S, que atuou em apenas metade do comprimento do trocador de calor, teve os menores ganhos. A taxa de calor recebida pela corrente fria apresentou redução com o aumento da vazão da corrente quente nas configurações avaliadas. Essa tendência deve ser interpretada considerando as diferenças entre as temperaturas de entrada dos ensaios, não permitindo atribuir a redução exclusivamente ao aumento da vazão. O coeficiente global de transferência de calor apresentou tendência predominantemente crescente com o número de Reynolds. Os maiores valores observados nas configurações com misturadores são compatíveis com a intensificação do transporte convectivo associada às alterações de trajetória e à mistura radial.

As diferenças entre as condições térmicas de entrada e os desvios de fechamento do balanço de energia constituem limitações da comparação experimental. Como trabalhos futuros, sugere-se melhorar o isolamento térmico do equipamento de forma a mitigar a perda de calor para o ambiente e realizar a medição da perda de carga de cada misturador para avaliar se o ganho térmico é suficiente para superar o maior consumo energético de bombeamento.

Os autores agradecem a Profª. Drª. Nelize Maria de Almeida Coelho pela orientação principal, ao Laboratório de Operações Unitárias de Engenharia Química e equipe pela infraestrutura e apoio técnico e aos colegas e familiares pelo incentivo ao longo do trabalho.

5 DECLARAÇÃO DE USO DE IA

Durante a elaboração deste trabalho, utilizou-se a ferramenta de inteligência artificial Microsoft Copilot para melhorar a clareza, coesão, correção gramatical e estilo da redação acadêmica. O conteúdo gerado foi revisado, editado e validado pelos autores, que assumem total responsabilidade pelo texto final.

ISSN 2317-1316

6 REFERÊNCIAS

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações**. 3. ed. Porto Alegre: AMGH, 2015.

GREEN, D. W.; PERRY, R. H. (ed.). **Perry's chemical engineers' handbook**. 8. ed. New York: McGraw-Hill, 2008.

KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat exchangers: selection, rating, and thermal design**. 3. ed. Boca Raton: CRC Press, 2012.

ROSA, V. S. **Transferência de calor e scale-up de tanques com impulsores mecânicos em operação com fluidos não-newtonianos**. 2017. Tese (Doutorado em Ciências – Engenharia Química) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2017. DOI: https://doi.org/10.11606/T.3.2018.tde-12032018-141529.

TAVARES, M. M.; SANTOS, V. R. Eficiência térmica do misturador estático tipo LPD em um trocador de calor de tubo duplo. **Unisanta Science and Technology**, v. 3, n. 1, p. 36–43, 2014. Disponível em: https://periodicos.unisanta.br/index.php/SAT/article/view/1185. Acesso em: 20 ago. 2026.