# Comparação experimental da troca térmica por serpentina helicoidal em tanques com impelidores mecânicos tipo radial e axial

Marcilio Dias Lopes[1]; Carlos Alberto Amaral Moino [2]; Aldo Ramos Santos [2]; Karina Tamião de Campos Roseno[2]; Vitor da Silva Rosa [3]; Deovaldo de Moraes Jr[2]

[1]Aluno do Curso de Mestrado na Universidade Santa Cecília, Santos, BR,
[2]Professor do Curso de Mestrado na Universidade Santa Cecília, Santos, BR.
[3]Universidade Federal do ABC, Santo André – São Paulo - Brasil.

Tanques com impelidores mecânicos são usados em todos os segmentos da indústria química e petroquímica, sendo as aplicações mais comuns em reatores, homogeneização de substâncias, solubilização de sólidos e dissolução de produtos. É comum que esses processos exijam uma operação de transferência de calor e, nesses casos, podem ser utilizadas serpentinas espirais ou helicoidais, jaquetas e chicanas tubulares. Para cada operação envolvendo transferência de calor e agitação, existe um coeficiente global de transferência de calor fundamental para projeto de unidades industriais que depende das propriedades físicas dos fluidos, da geometria do tanque, da fonte de calor, do tipo e da rotação do impelidor. Este estudo teve por objetivo determinar experimentalmente as constantes da equação de Sieder-Tate para cálculo do coeficiente de película externo de transferência de calor de uma serpentina helicoidal em função do impelidor utilizado e comparar a eficiência térmica com os dois impelidores utilizados. A unidade experimental consistiu basicamente de tanque de 50 L, impulsores axial e radial e serpentina helicoidal. Utilizou-se água como fluido aquecedor, com vazão de 1,8 L/min e temperatura de 62°C na entrada, e como fluido frio com vazão de 1,0 L/min e temperatura na faixa de 29 a 45°C na entrada. A rotação variou na faixa de 90 a 330 rpm. Os resultados encontrados permitem afirmar que se obteve maior transferência de calor utilizando-se o impelidor do tipo radial.

**Palavras chave**
Impelidor mecânico, serpentina helicoidal, equação de Sieder Tate.

## *Experimental comparison of heat exchange in tanks equipped with helical coil using radial and axial mechanical impellers*

*Tanks with mechanical impellers are used in all chemical and petrochemical industry segments, being the most common applications: reactors, substance homogenizing, solids solubilization and products dissolution. It is common that these processes require a heat transfer operation and, in such cases, may be used spiral or helical coils, jackets and tubular baffle. For each operation involving agitation and heat transfer, there is an overall heat transfer coefficient that depends on the physical properties of the fluid, the vessel geometry, the heat source, the impeller type and rotation. This study aimed to determine experimentally the Sieder-Tate equation constants to calculate the outer film heat transfer coefficient of a helical coil as a function of which impeller used and compare the thermal efficiency with two impellers used. The experimental unit basically consisted of a 50-L tank, axial and radial impellers and helical coil. Water was used as the heater fluid. The water flow rate was 1,8 L/min and the inlet temperature was 62°C. The cold fluid flow was 1,0 L/min and inlet temperature between the range of 29-45°C. The rotation varied between the range of 90-330 rpm. The results allow to affirm that the greatest heat transfer was obtained using the radial impeller.*

***Key word***
*Mechanical impeller, helical coil, Sieder Tate equation.*

## INTRODUÇÃO

Oldshue e Herbst (1992) afirmam que 85% dos processos que utilizam impelidores estão envolvidos com transferência de calor. Segundo Coker (2007) uma das maiores aplicações desses processos são os reatores. Existe uma variedade de tipos de impelidores como naval, pás, turbinas, âncora e fita helicoidal que são divididos em duas grandes categorias, axial e radial. As técnicas disponíveis para troca de calor em tanques são jaquetas, chicanas tubulares e serpentinas espirais ou helicoidais (COUPER *et al*, 2005). Penney e Atiemo-Obeng (2004) descrevem que o coeficiente global de troca térmica (U) depende das propriedades dos fluidos, dos parâmetros operacionais do impelidor, da configuração do tanque e da fonte de calor adotada.

Na maioria dos trabalhos existentes os experimentos foram realizados em batelada, enquanto que os experimentos deste trabalho foram realizados em processo contínuo, mais comum nas unidades industriais.

O trabalho teve por objetivo determinar experimentalmente os expoentes e a constante de proporcionalidade da equação de Sieder-Tate e fornecer os modelos semi-empíricos para o cálculo do coeficiente de película externo de transferência de calor ($h_o$) usando serpentina helicoidal com impelidores axial e radial, e verificar qual o impelidor mais eficaz na transferência de calor.

## MATERIAIS E MÉTODOS

### Fundamentação teórica

O fluxo total de calor foi calculado a partir dos dados do fluido quente aplicados na 2ª Lei da Termodinâmica, e o coeficiente global de troca térmica através da equação de Fourier. Com o coeficiente global de troca térmica pode-se determinar os coeficientes de película interno e externo usando a Equação 1.

$$h_o = \frac{U.h_{io}}{h_{io} - U} \quad (1)$$

Sendo, U o coeficiente global de troca térmica (kcal/h.m$^2$.ºC); $h_{io}$ o coeficiente de película interno de transferência de calor corrigido para o diâmetro externo (kcal/h.m$^2$.ºC); $h_o$ o coeficiente de película externo de transferência de calor (kcal/h.m$^2$.ºC).

O coeficiente de película interno é comumente calculado pela Equação 2.

$$h_i = 1229.(1+0{,}0146.T_m).\frac{v_m{}^{0,8}}{D_I^{0,2}} \quad (2)$$

Em que, $h_i$ é o coeficiente de película interno de transferência de calor (kcal/h.m$^2$.ºC); $T_m$, a temperatura média do fluido quente (ºC); $v_m$, a velocidade média na serpentina (m/s); $D_I$, o diâmetro interno da tubulação (m).

O coeficiente de película interno de transferência de calor deve ser corrigido para a área externa da tubulação da serpentina, usando a relação entre os diâmetros interno e externo.

Para serpentinas helicoidais Geankoplis (2009) recomenda que o $h_o$ seja multiplicado por um fator de correção conforme Equação 3.

$$f = \left(1 + 3{,}5.\frac{D_E}{D_h}\right) \quad (3)$$

Sendo, f, o fator de correção; $D_h$, o diâmetro da helicóide (m).

O coeficiente de película externo ($h_o$) é calculado através da equação de Sieder-Tate, conforme ilustra a Equação 4, entretanto, é necessário determinar os expoentes *a*, *b* e *c* e a constante *K* para a construção do modelo semi-empírico para as condições deste trabalho.

$$Nu = K.(Re)^a.(Pr)^b.(Vi)^c \quad (4)$$

Sendo, Nu, o número de Nusselt; Re, o número de Reynolds; Pr, o número de Prandtl; Vi, a correlação entre densidades; *K*, a constante de proporcionalidade; *a*, *b* e *c*, os expoentes.

A equação de Sieder-Tate pode ser escrita da seguinte maneira (Equação 5):

$$\frac{h_o.D_t}{k_f} = K.\left(\frac{(D_{imp})^2.N.\rho_f}{\mu_f}\right)^a.\left(\frac{c_{pf}.\mu_f}{k_f}\right)^b.\left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^c \quad (5)$$

Sendo, $D_t$ o diâmetro interno do tanque (m); $k_f$ a condutividade térmica do fluido frio (kcal/h.m.ºC); $D_{imp}$ o diâmetro do impelidor (m); N a rotação do impelidor (rps); $\rho_f$ a densidade do fluido frio (kg/m$^3$); $\mu_f$ a viscosidade dinâmica do fluido frio (kg/m.s); $c_{pf}$ o calor especifico do fluido frio (kcal/kgºC); $\mu_w$ a viscosidade dinâmica do fluido frio na temperatura da parede (Kg/m.s).

Couper *et al* (2005) e Coker (2007) propõem que para serpentinas helicoidais deve ser adotado o valor 0,37 para o expoente *b*, e que o expoente *c* deve ser calculado pela Equação 6.

$$c = \frac{0,714}{\mu_m{}^{0,21}} \quad (6)$$

Sendo, $\mu_m$ a viscosidade dinâmica média do fluido frio no ensaio (cP).

Os adimensionais Nusselt, Prandtl e a relação entre viscosidades da Equação 4 podem ser agrupados pelo adimensional jH que é o fator de transmissão de calor, gerando a Equação 7 que é exponencial e é linearizada aplicando-se logaritmo nos dois lados da sentença.

$$jH = K.(Re)^a \quad (7)$$

## Materiais

A unidade experimental foi composta por tanque cilíndrico de acrílico com volume de 50 L; impulsor mecânico radial tipo turbina, com 6 pás planas e axial tipo hélice com 4 pás inclinadas em 45º, ambos com diâmetro de 13,2 mm; motor de 3,0 hp e inversor de frequência; serpentina helicoidal de cobre de ½" de diâmetro e comprimento de 5,53 m; banho termostatizado e dois trocadores de calor de 2.000W e 5.000W. A Figura 1 apresenta o esboço da unidade experimental.

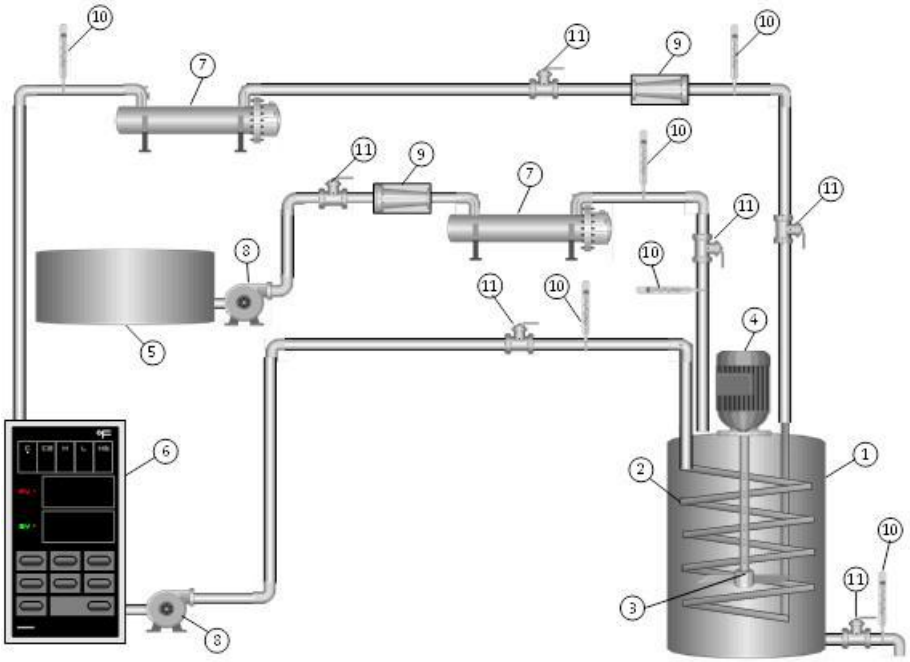

Figura 1 - Unidade experimental. 1) tanque cilíndrico; 2) serpentina helicoidal; 3) impelidor; 4) motor; 5) tanque pulmão; 6) banho termostatizado; 7) trocador de calor; 8) bomba centrífuga; 9) rotâmetro; 10) termômetro; 11) válvula de bloqueio.

## MÉTODOS

Os 18 experimentos foram realizados em uma unidade experimental em regime contínuo. A vazão do fluido quente foi fixada em 1,8 L/min e temperatura de 62ºC, e para o fluido frio a vazão foi fixada em 1,0 L/min e a temperatura variou de 2°C em cada experimento no intervalo de 29 a 45°C, enquanto que a rotação do impelidor variou em 30 rpm no intervalo de 90 a 330 rpm.

O tanque pulmão foi abastecido com água e esta foi alimentada no tanque de processo através de bomba centrífuga, com vazão acompanhada por rotâmetro e temperatura regulada pelo trocador de calor. O fluido frio foi descartado do processo pela válvula de fundo do tanque. O banho termostatizado mantinha constante a temperatura do fluido quente que foi transportado por bomba centrífuga na helicoide. A vazão foi mensurada por rotâmetro, e o fluido quente após sair do tanque de processo passou pelo trocador de calor antes de retornar ao banho termostatizado. As respostas foram as temperaturas de saída de ambos os fluídos. As leituras foram tomadas a cada 2 minutos e a duração de cada experimento foi de 50 minutos.

## RESULTADOS E DISCUSSÃO

Na

Tabela **1** estão apresentadas as temperaturas de saída dos fluidos quente e frio no regime permanente, em função de cada impelidor utilizado.

Tabela 1 – Dados experimentais dos ensaios

| EXPERIMENTO | | ROTAÇÃO [rpm] | $T_{entrada\ quente}$ [ºC] | $T_{saída\ quente}$ [ºC] | $T_{entrada\ frio}$ [ºC] | $T_{saída\ frio}$ [ºC] | EXPERIMENTO | | ROTAÇÃO [rpm] | $T_{entrada\ quente}$ [ºC] | $T_{saída\ quente}$ [ºC] | $T_{entrada\ frio}$ [ºC] | $T_{saída\ frio}$ [ºC] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| AXIAL | 1 | 90 | 62 | 51,1 | 29 | 47,4 | RADIAL | 1 | 90 | 62 | 50,3 | 29 | 48,7 |
| | 2 | 120 | 62 | 51,2 | 31 | 49,1 | | 2 | 120 | 62 | 50,9 | 31 | 49,6 |
| | 3 | 150 | 62 | 51,8 | 33 | 50,1 | | 3 | 150 | 62 | 51,5 | 33 | 50,6 |
| | 4 | 180 | 62 | 52,7 | 35 | 50,5 | | 4 | 180 | 62 | 52,1 | 35 | 51,5 |
| | 5 | 210 | 62 | 53,0 | 37 | 51,9 | | 5 | 210 | 62 | 52,8 | 37 | 52,3 |
| | 6 | 240 | 62 | 53,5 | 39 | 52,9 | | 6 | 240 | 62 | 53,4 | 39 | 53,1 |
| | 7 | 270 | 62 | 54,4 | 41 | 53,4 | | 7 | 270 | 62 | 54,2 | 41 | 53,8 |
| | 8 | 300 | 62 | 55,0 | 43 | 54,3 | | 8 | 300 | 62 | 54,8 | 43 | 54,6 |
| | 9 | 330 | 62 | 55,6 | 45 | 55,3 | | 9 | 330 | 62 | 55,5 | 45 | 55,4 |

Na Tabela 2 estão apresentados os adimensionais e o coeficiente de película externo ($h_o$) calculados a partir das temperaturas obtidas nos experimentos.

Tabela 2 - Resultados obtidos nos ensaios

| Experimento | | $h_o$ [kcal/m².h.ºC] | Nu | Pr | Re | Vi | Log Re | Log jH | Experimento | | $h_o$ [kcal/m².h.ºC] | Nu | Pr | Re | Vi | Log Re | Log jH |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| AXIAL | 1 | 480 | 348 | 4,55 | 37.501 | 1,37 | 4,57 | 2,19 | RADIAL | 1 | 716 | 519 | 4,49 | 37.959 | 1,35 | 4,58 | 2,37 |
| | 2 | 621 | 449 | 4,38 | 51.765 | 1,33 | 4,71 | 2,32 | | 2 | 759 | 549 | 4,36 | 51.993 | 1,32 | 4,72 | 2,41 |
| | 3 | 667 | 481 | 4,25 | 66.493 | 1,30 | 4,82 | 2,36 | | 3 | 872 | 628 | 4,22 | 66.792 | 1,29 | 4,82 | 2,48 |
| | 4 | 564 | 406 | 4,14 | 81.514 | 1,28 | 4,91 | 2,30 | | 4 | 962 | 691 | 4,10 | 82.247 | 1,26 | 4,92 | 2,53 |
| | 5 | 778 | 557 | 4,00 | 98.084 | 1,24 | 4,99 | 2,45 | | 5 | 1.110 | 795 | 3,99 | 98.423 | 1,24 | 4,99 | 2,61 |
| | 6 | 941 | 673 | 3,89 | 115.066 | 1,22 | 5,06 | 2,54 | | 6 | 1.204 | 861 | 3,88 | 115.249 | 1,21 | 5,06 | 2,65 |
| | 7 | 764 | 545 | 3,79 | 132.278 | 1,20 | 5,12 | 2,46 | | 7 | 1.043 | 743 | 3,78 | 132.637 | 1,19 | 5,12 | 2,60 |
| | 8 | 839 | 597 | 3,69 | 150.605 | 1,17 | 5,18 | 2,51 | | 8 | 1.401 | 996 | 3,68 | 151.015 | 1,17 | 5,18 | 2,74 |
| | 9 | 1.109 | 787 | 3,59 | 169.813 | 1,15 | 5,23 | 2,64 | | 9 | 1.773 | 1.257 | 3,59 | 170.013 | 1,15 | 5,23 | 2,85 |

Foram plotados os logaritmos do fator jH na ordenada em função dos logaritmos do número de Reynolds na abscissa, conforme Figura 2.

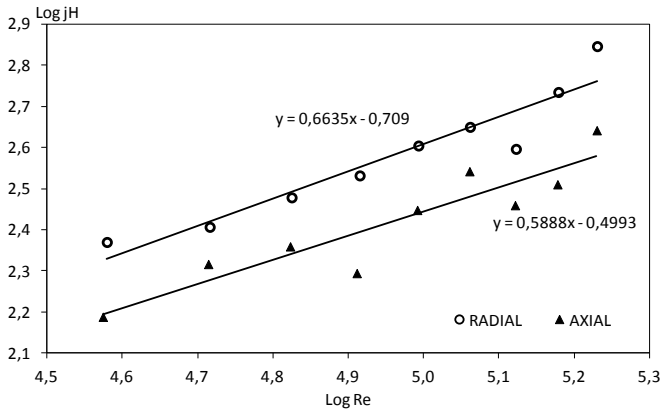


Figura 2 - Gráfico Log jH em função do Log Re

A nuvem de pontos apresentou uma tendência linear para os dois impelidores, sendo o coeficiente angular da reta o expoente *a* e o coeficiente linear o logaritmo da constante *K*.

Em ensaios com serpentina helicoidal os valores encontrados para $a$ e $K$ foram respectivamente 0,589 e 0,317 para impelidor axial e 0,664 e 0,195 para impelidor radial.

A Equação 4 assume a forma da Equação 8 para impelidor axial, e da Equação 9 para impelidor radial, sendo válidas para um intervalo de Reynolds de 40.000 a 170.000.

$$Nu = 0{,}317.(Re)^{0{,}589}.(Pr)^{0{,}37}.(Vi)^{0{,}79} \quad (8)$$

$$Nu = 0{,}195.(Re)^{0{,}664}.(Pr)^{0{,}37}.(Vi)^{0{,}79} \quad (9)$$

Maerteleire (1978) usando serpentina helicoidal e impelidor axial estabeleceu os valores dos coeficientes $b$ e $c$ como 0,295 e 0,192 respectivamente e obteve 0,534 para o coeficiente $a$ e 1,3791 para a constante $K$.

Perarasu *et al* (2011) realizaram ensaios com resfriamento por serpentina helicoidal variando os impelidores e concluíram que o radial é o que fornece melhor troca térmica.

O erro entre o coeficiente de película externo obtido experimentalmente e o determinado pelas Equações 8 e 9 é de no máximo 20%.

## CONCLUSÃO

O coeficiente de película externo de transferência de calor dos ensaios realizados com impelidor radial são superiores aos obtidos com impelidor axial; logo, pode-se afirmar que se obteve uma maior transferência de calor utilizando-se o impelidor do tipo radial.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS:


COKER, A. K. Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants, 4th edition, Burlington, MA, Gulf Professional Publishing, 2007.

COUPER, J. R. *et al* Chemical Process Equipment – Selection and Design, 2nd edition, Burlington, M.A., Gulf Professional Publishing, 2005.

GEANKOPLIS, C. J. Transport Processes and Separation Process Principles, 4th edition, New Jersey, NJ, Prentice Hall, 2009.

MAERTELEIRE, E. Heat Transfer to a Helical Cooling Coil in Mechanically Agitated Gas-Liquid Dispersions, Chemical Engineering Science, Vol. 33, Pergamon Press Ltd, UK, 1978.

OLDSHUE, J.Y.; HERBST, N.R. A Guide to Fluid Mixing, Rochester, NY Lightnin, 1992.

PENNEY, W. R.; ATIEMO-OBENG, V. A. Heat Transfer. In: PAUL, E. L.; ATIEMO-OBENG, V. A.; KRESTA, S. M. Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice, Hoboken, NJ, John Wiley & Sons, 2004.

PERARASU, V. T.; ARIVAZHAGAN, M.; SIVASHANMUGAM, P. Heat Transfer Studies in Coiled Agitated Vessel with Varying Heat Input, International Journal of Food Engineering, Vol. 7, Issue 4, Berkeley Electronic Press, Berkeley, CA, 2011.