

# AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO COEFICIENTE EXTERNO DE CONVECÇÃO NO RESFRIAMENTO DE LÍQUIDOS NEWTONIANOS EM TANQUE COM AGITAÇÃO

A. P. SILVA<sup>1</sup>, K. A. F. SANCHEZ<sup>1</sup>, L. M. MANSO<sup>1</sup>, M. A. A. LUCINDO<sup>1</sup>, V. S. ROSA<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Universidade Santa Cecília, Faculdade de Engenharia Química  
E-mail para contato: arianepazzini@hotmail.com

**RESUMO** – Os impulsores tipo turbina Rushton são amplamente empregados em processos de transferência de calor e massa em tanques com agitação. A determinação do coeficiente externo de convecção é imprescindível para o cálculo da área de troca térmica de jaquetas, serpentinas e chicanas. O presente estudo visou avaliar a variação temporal do coeficiente  $h_o$  no resfriamento de líquidos newtonianos em tanque equipado com uma turbina Rushton e chicanas tubulares verticais. Os experimentos foram conduzidos em uma unidade experimental equipada com um tanque com volume de 10 litros, uma turbina Rushton e uma chicana tubular vertical. Utilizou-se líquidos newtonianos durante a agitação e resfriamento. Com os resultados obtidos, verificou-se que o coeficiente externo de convecção no resfriamento possui uma variação temporal devido aos elevados gradientes de temperatura. O modelo empírico proposto para o cálculo do coeficiente de convecção é válido para Reynolds entre 2000 e 50000, com um coeficiente de determinação de 0,78.

## 1. INTRODUÇÃO

Os tanques com impulsores mecânicos são amplamente utilizados nas indústrias químicas, petroquímicas, farmacêuticas e alimentícias como reatores, decantadores, extratores e destiladores (Rosa, et. al., 2014). O tipo de impulsor mecânico (axial ou radial) irá impactar diretamente no consumo de potência e na transmissão de calor pois o tipo de escoamento altera drasticamente a hidrodinâmica da agitação e, por consequência, a transferência de calor do líquido na mistura (Ameur e Bouzit, 2013). Industrialmente, as turbinas Rushton (impulsor do tipo radial com 6 pás planas) são bastante atrativas para processos em que uma elevada turbulência é requerida, como por exemplo, operações de transferência de calor e massa, flotação e reações químicas entre gás e líquido (Gómez-Días e Navaza, 2004). A área de troca térmica, independente do tipo de trocador de calor utilizado no tanque, é determinada em função dos mecanismos de transmissão de calor. No entanto, a resistência a transferência de calor ocasionada pela condução e radiação são desprezíveis frente a convecção que é função do escoamento (Dhotre, Murthy e Jayakumar, 2006). Desse modo, a área de troca térmica é calculada como função do coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ), o qual é função dos coeficientes de convecção interno ( $h_i$ ) e externo ( $h_o$ ) como apresentado na Equação 1.

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

A dificuldade de cálculo na Equação 2 envolve a determinação do coeficiente externo de convecção ( $h_o$ ) o qual depende de parâmetros como a geometria do tanque e do impulsor mecânico, das propriedades físicas do líquido e da reologia do líquido. Tradicionalmente, o coeficiente  $h_o$  é determinado pelo modelo semi-empírico de Nusselt (Nu) (Equação 2) em função do número de Reynolds (Re), número de Prandtl (Pr) e número de Viscosidade (Vi).

$$Nu = KRe^a Pr^b Vi^c \quad (2)$$

O uso da Equação 1 requer que o coeficiente  $h_o$  presente no número de Nusselt seja constante para uma dada rotação do impulsor mecânico independente se o processo esteja em regime transiente e permanente. Porém, no trabalho de Rosa et. al. (2017) com aquecimento de líquidos newtonianos em tanques utilizando serpentinas em espiral, verificou-se que há uma tendência do coeficiente  $h_o$  não ser completamente constante em função do tempo.

## 2. OBJETIVO

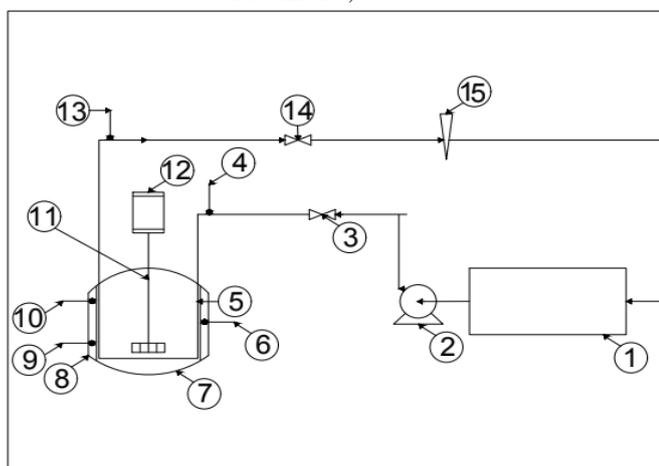
O presente estudo teve por objetivo avaliar a variação temporal do coeficiente  $h_o$  no resfriamento de líquidos newtonianos em tanque equipado com uma turbina Rushton e chicanas tubulares verticais. O estudo também contemplou determinar um modelo empírico para o cálculo do coeficiente  $h_o$  em função do escoamento.

## 3. MATERIAL E MÉTODO

### 3.1 Material

Os experimentos foram conduzidos em uma unidade experimental, localizada no Laboratório de Operações Unitárias da Universidade Santa Cecília. Na Figura 1 está apresentada um fluxograma da unidade com o detalhamento dos seus principais periféricos.

Figura 1 – Fluxograma da unidade Experimental — (1) Banho termostático; (2) Bomba; (3) Válvulas de esfera; (4) Termopar 1 (entrada do fluido); (5) Chicana tubular vertical, (6) Termopar temperatura bulk 1 (tanque); (7) Isolamento térmico; (8) Tanque; (9) Termopar temperatura bulk 2; (10) Termopar temperatura bulk 3; (11) Impulsor mecânico; (12) Motor elétrico; (13) Termopar 2 (saída do fluido); (14) válvula de esfera; (15) Rotâmetro;



Nas Figuras 2 e 3 estão apresentados a chicana tubular vertical e a turbina Rushton com 6 pás planas, respectivamente. Como fluido a serem resfriados foram empregados: água destilada, soluções de sacarose com concentrações em massa de 20% e 50% e os mesmos foram empregados na agitação. Como fluido de resfriamento, utilizou-se água destilada que percorreu em sistema fechado um circuito entre a chicana tubular vertical e o banho ultratermostático.

Figura 2 – Chicana tubular vertical de cobre      Figura 3 – Turbina Rushton com 6 pás planas



### 3.2 Método

O método empregado nesse estudo foi uma operação em batelada e de resfriamento de líquidos em agitação e mistura. Cada líquido (água e soluções de sacarose a 20% e 50%, em massa), foram submetidas a diferentes níveis de rotações da turbina na faixa de 100 rpm a 700 rpm. O líquido no tanque (volume de 10 litros) era aquecido previamente até 50°C por meio de uma resistência elétrica, enquanto, que a água de resfriamento era mantida em recirculação no banho ultratermostático a 15°C com uma vazão de 1,5 litros por minuto. Após as temperaturas de ambos os líquidos estarem nas condições de estudo, a água de resfriamento era direcionada a chicana tubular vertical, onde o resfriamento do líquido em agitação era iniciado. Foram acoplados termopares na entrada e na saída da chicana tubular vertical, bem como foram colocados 3 termopares em posições distintas no interior do tanque. Cada ensaio teve a duração de 40 minutos, de modo, que a cada 1 minuto eram medidas as temperaturas em todos os termopares supracitados. O tanque era isolado com espuma de poliuretano. A sequência de cálculo está na determinação do coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ), coeficiente interno de convecção ( $h_i$ ) e coeficiente externo de convecção ( $h_o$ ). Inicialmente aplicou-se a 1ª lei da termodinâmica no volume de controle (tanque com resfriamento), conforme apresentado na Equação 3.

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} + \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{v_e^2}{2} + gZ_e \right) - \sum \dot{m}_s \left( h_s + \frac{v_s^2}{2} + gZ_s \right) = \frac{dE}{dt} \quad (3)$$

Considerando as seguintes premissas: a) tanque perfeitamente isolado, de modo, que o calor removido do líquido em agitação era completamente transferido para a água de resfriamento na chicana tubular vertical, b) Energia cinética e energia potencial desprezíveis, c) Trabalho do impulsor mecânico desprezível e d) tanque perfeitamente agitado, a Equação 3 com as devidas manipulações algébricas se reduz a:

$$U = \frac{1}{A(T_1 - T_2)} \cdot \ln\left(\frac{T_1 - t_b}{T_2 - t_b}\right) \cdot \left(Mc_p \frac{dt_b}{d\theta}\right) \quad (4)$$

A Equação 4 não pode ser integrada analiticamente, pois ainda não é possível conhecer se o coeficiente  $U$  é uma função do tempo. Desse modo, foi realizada uma discretização na Equação 4, conforme apresentado na Equação 5, e a integração realizada de modo numérico.

$$U^k = \frac{1}{A^k(T_1^k - T_2^k)} \cdot \ln\left(\frac{T_1^k - t_b^k}{T_2^k - t_b^k}\right) \cdot \left\{ \left[ Mc_p^k \left( \frac{t_b^k - t_b^{k-1}}{\theta^k - \theta^{k-1}} \right) \right] \right\} \quad (5)$$

O coeficiente  $h_i$  foi calculado pelo Equação de Gnielinski (1976) a qual é válida para escoamento interno em tubulações (chicana tubular vertical) com Reynolds entre  $3 \cdot 10^3$  e  $5 \cdot 10^6$ . Por fim, o coeficiente  $h_o$ , é calculado através da Equação 1 com os resultados encontrados nas Equações 4 e 5 para cada experimento.

$$\frac{h_i D_i}{k} = \frac{(f'/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(f'/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (6)$$

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

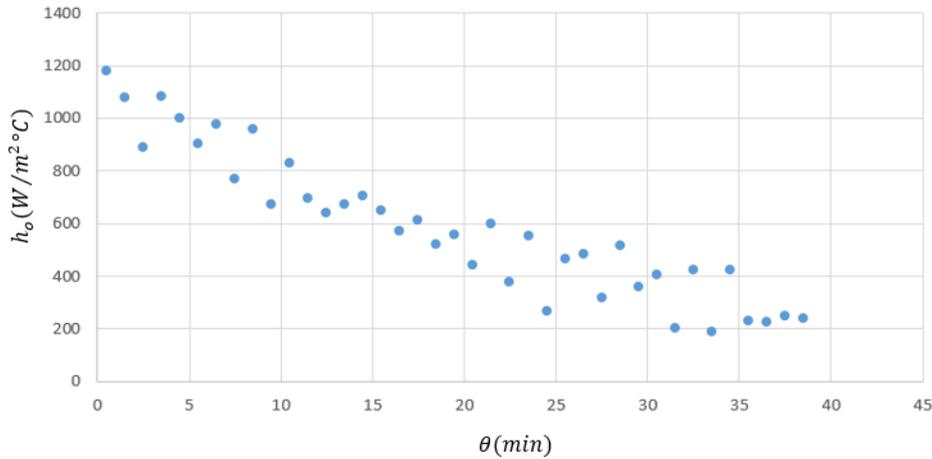
Inicialmente, verificou-se a influência da agitação e o tempo de operação no coeficiente interno de convecção ( $h_i$ ). Em todos os ensaios, a água de resfriamento foi conduzida a 1,5 litros por minuto, e por meio da Equação 6, aplicada a cada instante de tempo, verificou-se que o coeficiente  $h_i$  permaneceu constante em cada experimento com um valor de  $3600 \text{ W/m}^2\text{C}$ . Desse modo, calculou-se o coeficiente  $U$  em cada instante de tempo, através da Equação 5, e por sua vez, o coeficiente  $h_o$  foi obtido pela Equação 1. Na Figura 4 está apresentada a curva de variação do coeficiente  $h_o$  em função do tempo para o ensaio de resfriamento da solução de sacarose a 50% em massa com uma rotação da turbina em 300 rpm. Observou-se na Figura 4 que houve uma significativa variação do coeficiente  $h_o$  com o tempo de resfriamento. O mesmo ocorreu para todos os outros experimentos.

Fenomenologicamente, a rampa de resfriamento é mais brusca quando comparada com a rampa de aquecimento. No início dos experimentos, a transferência de calor é extremamente acentuada, o que provoca gradientes de temperatura significativos no líquido em agitação. Devido a esses gradientes, as propriedades físicas, em especial a viscosidade, sofre uma mudança brusca, o que reflete na mudança do coeficiente  $h_o$  com o tempo. Constatou-se que há um amortecimento da variação do coeficiente  $h_o$  a partir de 25 minutos de experimento, de forma que a função pode ser ajustada exponencialmente (Equação 7).

$$h_o = k_1 e^{k_2 \theta} \quad (7)$$

No entanto, a Equação 7 não é funcional, pois a mesma só pode ser aplicada a uma condição específica de experimento. As constantes  $k_1$  e  $k_2$  devem ser escritas em função do número de Reynolds, de modo, a expandir a aplicação do modelo empírico para o cálculo do coeficiente  $h_o$ .

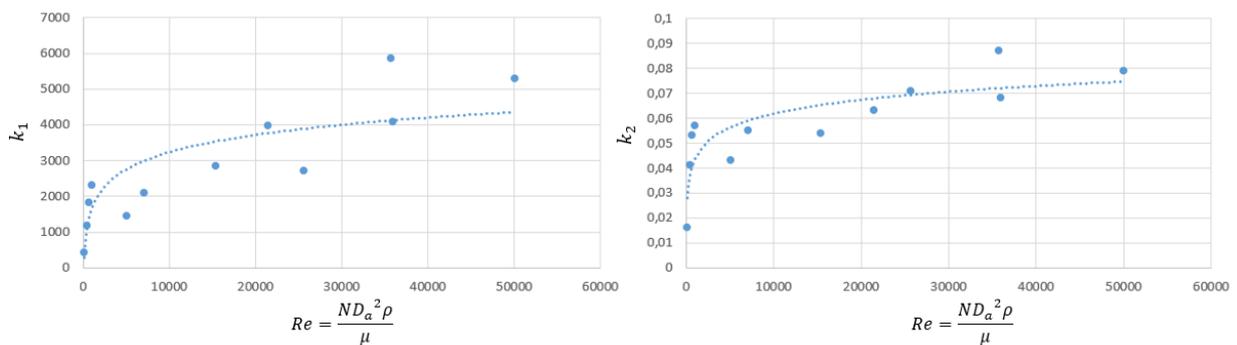
Figura 4 – Coeficiente  $h_o$  em função do tempo para resfriamento de solução de sacarose a 50% com rotação da turbina em 300 rpm



Na Figura 5a foi plotado a variação do coeficiente  $k_1$  em função do número de Reynolds (calculado a partir de cada rotação empregada) e na Figura 5b, a relação do coeficiente  $k_2$  pelo número de Reynolds. Ambos os coeficientes,  $k_1$  e  $k_2$ , possuíram uma variação similar com o número de Reynolds, sendo, que o ajuste entre os parâmetros é melhor ajustado com uma função logarítmica. Desse modo, a equação 7 pode ser reescrita em função do número de Reynolds, como apresentado na Equação 8, a qual é aplicável para Reynolds entre 2000 e 50000.

$$h_o = [695,79 \ln Re - 3170,1] \cdot \exp^{(0,0117 - 0,008 \ln Re)\theta} \quad (8)$$

Figura 5 – (a) Coeficiente  $k_1$  em função de Reynolds, (b) Coeficiente  $k_2$  em função de Reynolds



## 5. CONCLUSÃO

Com os resultados obtidos, foi possível concluir que: a) No resfriamento de líquidos newtonianos, devido ao elevado gradiente de temperatura, a variação das propriedades físicas provoca uma mudança do coeficiente externo de convecção com o tempo; b) O modelo empírico obtido para o coeficiente  $h_o$  segue um modelo exponencial com os seus coeficientes ajustados por funções logarítmicas com o número de Reynolds. A equação é válida para resfriamentos com turbinas Rushton com Reynolds com intervalo de 2000 a 50000 com um coeficiente  $R^2$  de 0,78.

## 6. NOMENCLATURA

U	Coeficiente global de transferência de calor ( $\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$ )	k	Passo de integração na equação 5	Re	Número de Reynolds	Q	Fluxo de calor no volume de controle (W)
A	Área de troca térmica ( $\text{m}^2$ )	cp	Calor específico ( $\text{J}/\text{kgK}$ )	Nu	Número de Nusselt	W	Trabalho no volume de controle (W)
T1	Temperatura de entrada na chicana tubular ( $\text{°C}$ )	hi	Coeficiente interno de convecção ( $\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$ )	$\mu$	Viscosidade dinâmica (Pa.s)	E	Energia no volume de controle (J)
T2	Temperatura de saída na chicana tubular ( $\text{°C}$ )	ho	Coeficiente externo de convecção ( $\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$ )	$\rho$	Massa específica ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	$\theta$	Tempo do ensaio (min)
tb	Temperatura “bulk” no tanque	f	Fator de atrito	N	Rotação (rpm)	M	Massa de líquido (kg)
Pr	Número de Prandtl	Da	Diâmetro do impulsor (m)				

## 7. REFERÊNCIAS

ROSA, V. S., MORAES, M. S., TONELI, J. T. C. L., MORAES JÚNIOR, D. “External heat transfer coefficient in agitated vessels using a radial impeller and vertical tube baffles”. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 53 (35), p. 13797-13803, 2014;

AMEUR, H., BOUZIT, M. “Power consumption for stirring shear-thinning fluids by two-blade impeller”. *Energy*, 50, p.326-332, 2013;

GÓMEZ-DÍAS, D., NAVAZA, J. M., “Analysis of carbon dioxide gas/liquid mass transfer in aerated stirred vessels using non-newtonian media”. *Journal of Chemical Technology and Biotechnology*, 79, p. 1105-1112, 2004;

DHOTRE, M. T., MURTHY, Z. V. P., JAYAKUMAR, N. S., “Modeling & Dynamic Studies of Heat Transfer Cooling of Liquid in Half-coil Jackets”. *Chemical Engineering Journal*, 118, p. 183-188, 2006;

ROSA, V.S., TAQUEDA, M. E. S., PAIVA, J. L., MORAES, M. S., MORAES JÚNIOR, D. “Nusselt’s correlations in agitated tanks using the spiral coil with Rushton turbine and PBT 45° impeller. Comparison with tanks containing vertical tube baffles”. *Applied Thermal Engineering*, 110, p. 1331-1342, 2017;