

CONIC·SEMESP

13º Congresso Nacional de Iniciação Científica

Anais do Conic-Semesp. Volume 1, 2013 - Faculdade Anhanguera de Campinas - Unidade 3. ISSN 2357-8904

TÍTULO: ESTUDO DA APLICABILIDADE DAS EQUAÇÕES DE KERN PARA TROCADORES DE CALOR EM ESCALA REDUZIDA

CATEGORIA: CONCLUÍDO

ÁREA: ENGENHARIAS E TECNOLOGIAS

SUBÁREA: ENGENHARIAS

INSTITUIÇÃO: UNIVERSIDADE SANTA CECÍLIA

AUTOR(ES): GUILHERME COSTA SILVA, JEFFERSON GOUVEIA VICENTE, MAURICIO ANDRADE NUNES, MAYLA DIOTTI CRANTSCHANINOV

ORIENTADOR(ES): DEOVALDO DE MORAES JUNIOR

Realização:



Apoio:



UNIVERSIDADE SANTA CECÍLIA

**ESTUDO DA APLICABILIDADE DAS EQUAÇÕES DE KERN PARA
TROCADORES DE CALOR EM ESCALA REDUZIDA.**

**GUILHERME COSTA E SILVA
JEFFERSON GOUVEIA VICENTE
MAURICIO ANDRADE NUNES
MAYLA DIOTTI CRANTSCHANINOV**

ORIENTADOR: DR. DEOVALDO DE MORAES JÚNIOR

Santos - SP

Setembro / 2013

1. RESUMO

Os trocadores de calor possuem uma vasta aplicação em diversas vertentes da indústria por facilitarem a transferência de calor entre dois ou mais fluidos em temperaturas distintas. O presente trabalho teve como objetivo demonstrar que as equações apresentadas pelo livro clássico adotado até hoje por muitas universidades, denominado "Process heat transfer" escrito por *Donald Q. Kern* em 1950 para o dimensionamento do trocador de calor, também tem aplicabilidade em equipamentos de escala reduzida.

A unidade experimental foi constituída por um pequeno trocador de calor do tipo casco e tubos com área aproximada de $0,05 \text{ m}^2$, um aquecedor elétrico com potência de 2000 W , uma torre de resfriamento de $300 \times 300 \times 300 \text{ mm}$ e duas bombas centrífugas com rotor de 20 mm de diâmetro. Através das bombas, os fluidos foram deslocados para dentro do equipamento, o líquido quente escoando pelo casco e o líquido frio pelos tubos, com troca térmica na superfície externa dos tubos. O fluido de processo utilizado foi água natural nas duas correntes. No primeiro ensaio o fluido quente teve sua temperatura controlada e mantida em 40°C na entrada do trocador, com uma vazão média de $0,428 \text{ LPM}$ e o fluido frio manteve-se por volta dos 23°C , por meio da torre de resfriamento, com uma vazão média de $0,218 \text{ LPM}$. No segundo ensaio conservaram-se as condições do fluido quente e alterou-se a vazão do fluido frio para $1,154 \text{ LPM}$. Observou-se com os dados gerados um decréscimo no coeficiente global de transferência de calor de $6,026\%$ que se correlaciona com as equações de previsão do *Kern* para a menor vazão. Com a vazão maior, observou-se um desvio maior, $60,389\%$, devendo ser avaliada a troca térmica nestas condições.

2. INTRODUÇÃO

O trocador de calor é um equipamento que visa à transferência de energia térmica de fluido a fluido de forma indireta através de condução de calor, sendo necessário que estes fluidos se encontrem em temperaturas distintas. Estes equipamentos são muito utilizados pelas indústrias, como em aquecedores, usinas de geração de energia, plantas petroquímicas, refinaria de petróleo e processamento de gás natural. São desenvolvidos em diversos níveis de complicação tecnológica e de porte, desde uma usina elétrica a vapor até um simples refrigerador doméstico.

Nos modelos mais usuais, estão os trocadores de calor casco e tubos, onde a transferência é realizada principalmente por condução e convecção de calor. As aplicações específicas se dão no aquecimento e no resfriamento de ambientes, no condicionamento de ar, na produção de energia, na recuperação de calor e no processamento químico (Perry, Chilton, 1980). Um dos grandes ganhos nestas unidades é o fato de poderem ser dimensionados com grandes superfícies de troca de calor ocupando um volume relativamente pequeno, sendo fabricadas em ligas que são resistentes à corrosão e utilizadas por todos os tipos de fluidos para aquecimento, resfriamento, evaporação ou condensação. De acordo com a literatura, os principais modelos de trocadores são: duplo tubo, casco e tubos, placa, placa aletada, tubo aletado e de calor regenerativos.

3. OBJETIVOS

O estudo teve por objetivo confrontar se as equações de *Kern (1950)* para o dimensionamento de trocadores de calor do tipo casco e tubos são validadas em escala reduzida.

4. METODOLOGIA

O estudo foi efetuado em uma unidade de bancada, pertencente ao Laboratório de Operações Unitárias Oswaldo Bonfanti da Universidade Santa Cecília. A unidade experimental consistiu em um trocador de calor do tipo casco e tubos, cujo casco e espelhos foram confeccionados em acrílico, com diâmetro de 43,60 mm. Possuíam arrefecimento controlado por uma torre de resfriamento, com um sistema de exaustão superior e distribuidor, para que o líquido escoasse de forma uniforme pelo recheio. Os tubos foram feitos de alumínio com diâmetro interno de 3 mm e comprimento de 285 mm, totalizando 20 tubos distribuídos em 2 passes. O controle de vazão das 2 bombas foi efetuado com potenciômetros, permitindo um ajuste fino. Foi utilizado como fluido de processo água natural em ambas as correntes, sendo diferenciadas apenas em temperaturas, onde a torre garantiu o resfriamento da corrente que alimentava os tubos e um aquecedor elétrico que forneceu calor à corrente destinada ao casco. Toda a tubulação conectada ao

trocador foi construída de acrílico, permitindo visualização do escoamento em toda a seção.

As temperaturas foram quantificadas através de termômetros, totalizando 4 pontos analisados: entrada do fluido frio; entrada do fluido quente; saída do fluido frio e saída do fluido quente. As vazões foram obtidas pela técnica da massa por unidade de tempo.

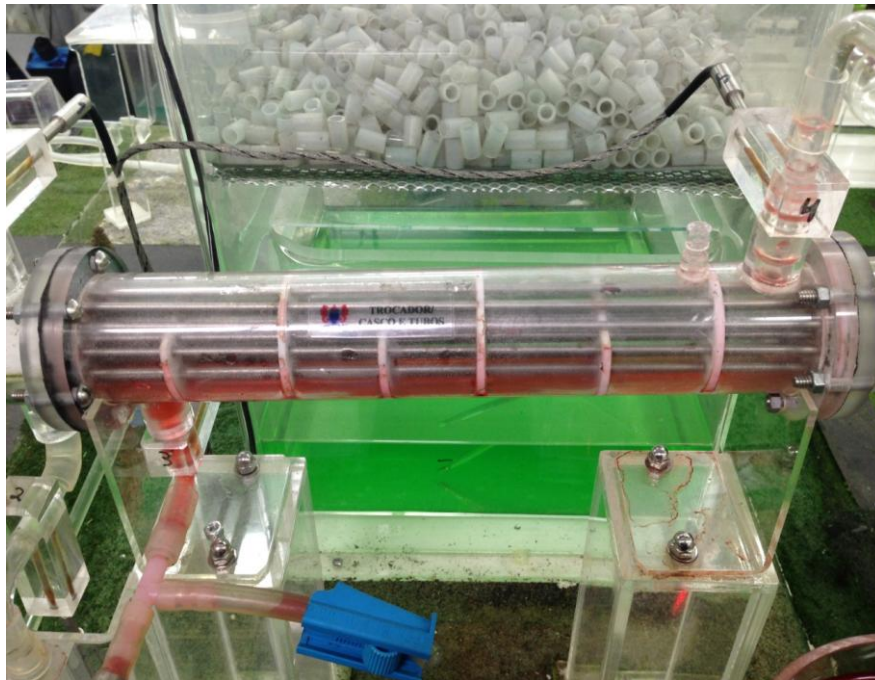


Figura 1: Foto da unidade experimental

5. DESENVOLVIMENTO

Para a análise, foi fixada a temperatura de entrada do fluido quente no trocador e variadas as vazões de fluido frio.

Um dos parâmetros mais importantes para o projeto e avaliação do trocador é a Média Logarítmica da Diferença de Temperaturas (MLDT) ou "Log Mean Temperature Difference" (LMTD) que é obtida através das temperaturas de entrada e saída do trocador, de ambas as correntes. Como a unidade já é existente, foi realizado o estudo de avaliação "Rating" que visa utilizar a área calculada através dos dados mecânicos.

O calor foi determinado pela equação $Q = \dot{M}.c_p.\Delta T$, sendo:

Q a quantidade de calor permutado [$Kcal/h$]

\dot{M} o fluxo mássico envolvido na troca térmica [Kg/h]

c_p o calor específico da substância [$Kcal/(Kg.°C)$]

ΔT a diferença de temperatura entre a entrada e saída [$°C$]

De posse destes dados, pode-se fazer um comparativo do coeficiente global de troca térmica U [$Kcal/(h.m^2.°C)$] real com o teórico, utilizando a equação $U = \frac{Q}{A.LMTD.ft}$ restando apenas o fator ft que depende da configuração do casco e número de passagens nos tubos.

6. RESULTADOS

Para efetuar o estudo, foram realizados 2 ensaios, fixando-se a vazão do fluido quente em 7,61875 g/s (obtida através de massa por tempo, 457,125g e 1min de coleta, respectivamente) e variando as vazões de fluido frio em 3,6365g/s e 19,0831g/s.

Cálculo de área de troca térmica: (Pereira, Seguin, 2012 e Pereira, 2011)

$$A_{Troca} = A_{tubo} * n_{tubos} \quad (01)$$

$$A_{Troca} = 2\pi r_{tubo} L_{tubo} * n_{tubos} \quad (02)$$

$$A_{Troca} = 2\pi 1,5 \text{ mm} * 285 \text{ mm} * 20 \quad (03)$$

$$A_{Troca} = 53721,23 \text{ mm}^2 \quad (04)$$

1º Experimento:

FLUÍDO QUENTE	FLUÍDO FRIO
$\dot{M} = 7,61875 \text{ g/s}$	$\dot{m} = 3,6365 \text{ g/s}$
Tentrada = 40 °C (T_1)	Tentrada = 23 °C (t_1)
Tsaída = 37 °C (T_2)	Tsaída = 35 °C (t_2)

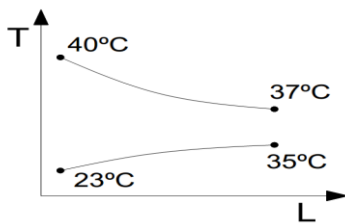
Cálculo do fator de correção ft .

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \qquad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \qquad (05)$$

$$S = \frac{37 - 23}{40 - 23} = 0,824 \qquad R = \frac{40 - 37}{37 - 23} = 0,214 \qquad (06)$$

$$ft = 0,85 \qquad (07)$$

Cálculo de LMTD:



$$LMTD = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}} \right)} \qquad (08)$$

$$LMTD = \frac{(40 - 23) - (37 - 35)}{\ln \left(\frac{40 - 23}{37 - 35} \right)} \qquad (09)$$

$$LMTD = 7 \text{ } ^\circ\text{C} \qquad (10)$$

Cálculo de calor trocado:

$$Q_{fornecido} = \dot{M}.cp.\Delta T \qquad (11)$$

$$Q_{fornecido} = 7,61875 \frac{g}{s} * 1 \frac{cal}{g \text{ } ^\circ\text{C}} * (40 - 37)^\circ\text{C} \qquad (12)$$

$$Q_{fornecido} = 22,8562 \frac{cal}{s} \qquad (13)$$

$$Q_{recebido} = \dot{m}.cp.\Delta T \qquad (14)$$

$$Q_{recebido} = 3,6365 \frac{g}{s} * 1 \frac{cal}{g \text{ } ^\circ\text{C}} * (35 - 23)^\circ\text{C} \qquad (15)$$

$$Q_{recebido} = 43,638 \frac{cal}{s} \qquad (16)$$

O calor fornecido mostrou-se diferente do calor recebido, isso pode ter ocorrido devido à falta de isolamento térmico em todo o sistema, fazendo com que o ambiente também aqueça o fluido. Como o intuito foi avaliar a troca térmica, empregou-se o menor valor para os cálculos.

Cálculo do coeficiente global de troca térmica U :

$$U_1 = \frac{Q}{A.LMTD.ft} \quad (17)$$

$$U_1 = \frac{22,8562 \frac{cal}{s}}{53721,23 mm^2 * 7 ^\circ C * 0,85} * \frac{4,1868 J}{1 cal} * \frac{1 W}{1 \frac{J}{s}} \quad (18)$$

$$U_1 = 2,994 * 10^{-4} \frac{W}{mm^2 \ ^\circ C} \quad (19)$$

2º Experimento:

FLUÍDO QUENTE	FLUÍDO FRIO
$\dot{M} = 7,61875 \text{ g/s}$	$\dot{m} = 19,0831 \text{ g/s}$
Tentrada = 40 °C (T_1)	Tentrada = 24 °C (t_1)
Tsaída = 29 °C (T_2)	Tsaída = 26,5 °C (t_2)

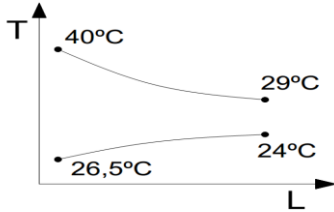
Cálculo do fator de correção ft :

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (20)$$

$$S = \frac{26,5 - 24}{40 - 24} = 0,156 \quad R = \frac{40 - 29}{26,5 - 24} = 4,4 \quad (21)$$

$$ft = 0,85 \quad (22)$$

Cálculo de LMTD:



$$LMTD = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)} \quad (23)$$

$$LMTD = \frac{(40 - 26,5) - (29 - 24)}{\ln\left(\frac{40 - 26,5}{29 - 24}\right)} \quad (24)$$

$$LMTD = 8,56 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (25)$$

$$Q_{fornecido} = \dot{M}.cp.\Delta T \quad (26)$$

$$Q_{fornecido} = 7,61875 \frac{g}{s} * 1 \frac{cal}{g \text{ } ^\circ\text{C}} * (40 - 29) \text{ } ^\circ\text{C} \quad (27)$$

$$Q_{fornecido} = 83,8062 \frac{cal}{s} \quad (28)$$

$$Q_{recebido} = \dot{m}.cp.\Delta T \quad (29)$$

$$Q_{recebido} = 19,0831 \frac{g}{s} * 1 \frac{cal}{g \text{ } ^\circ\text{C}} * (26,5 - 24) \text{ } ^\circ\text{C} \quad (30)$$

$$Q_{recebido} = 47,7078 \frac{cal}{s}$$

Uma vez que o objetivo foi avaliar a troca térmica, foi utilizado o menor valor como no caso anterior.

Cálculo do coeficiente global de troca térmica U :

$$U_2 = \frac{Q}{A.LMTD.ft} \quad (32)$$

$$U_2 = \frac{47,7078 \frac{cal}{s}}{53721,23 \text{ } mm^2 * 8,56 \text{ } ^\circ\text{C} * 0,85} * \frac{4,1868 \text{ } J}{1 \text{ } cal} * \frac{1 \text{ } W}{1 \frac{J}{s}} \quad (33)$$

$$U_2 = 5,110 * 10^{-4} \frac{W}{mm^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (34)$$

Comparativo de coeficiente global de troca térmica U :

Na literatura, pode-se encontrar um valor sugerido para o coeficiente global de troca térmica limpo (U_c) próximo a $250 \frac{BTU}{h.ft^2.^\circ F}$. Como a unidade já tem um certo tempo de uso, deve-se considerar o fator de incrustamento (R_d), que nesse caso foi adotado como sendo 0,0015, para calcular o coeficiente U_d .

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{U_c} + R_d \quad (35)$$

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{250} + 0,0015 \quad (36)$$

$$U_d = 181,818 \frac{BTU}{h.ft^2.^\circ F} \quad (37)$$

$$U_d = 181,818 \frac{BTU}{h.ft^2.^\circ F} * \frac{1h}{3600s} * \frac{(1ft)^2}{(0,3048 m)^2} * \frac{\Delta T ^\circ F}{1,8. \Delta T ^\circ C} * \frac{1055,056W}{1 \frac{Btu}{s}} \quad (38)$$

$$U_d = 318,645 \frac{W}{m^2.^\circ C} * \frac{(1m)^2}{(1000mm)^2} \quad (39)$$

$$U_d = 3,186 * 10^{-4} \frac{W}{mm^2.^\circ C} \quad (40)$$

Desvio no 1° experimento:

$$desvio = \frac{|u_{real} - u_{literatura}|}{u_{literatura}} * 100 \quad (41)$$

$$desvio = \frac{|2,994 - 3,186|}{3,186} * 100 \quad (42)$$

$$desvio \cong 6,0\% \quad (43)$$

Desvio no 2° experimento:

$$desvio = \frac{|u_{real} - u_{literatura}|}{u_{literatura}} * 100 \quad (44)$$

$$desvio = \frac{|5,110 - 3,186|}{3,186} * 100 \quad (45)$$

$$desvio \cong 60,4\% \quad (46)$$

7. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O valor do coeficiente global de troca de calor (U) recomendado pela literatura ($250 \frac{BTU}{h.ft^2.^{\circ}F}$) foi válido e aplicável apenas para a menor vazão do fluido frio (3,64 g/s). O desvio neste caso foi de aproximadamente 6%. No projeto de unidades de pequeno porte os dados fornecidos pela literatura devem ser aplicados com restrições, uma vez que para a vazão de 19,08 g/s o desvio foi de 60,4%.

8. FONTES CONSULTADAS

Kern, Donald Q. **Process heat transfer**. McGraw-Hill, 1950.

Perry, R.H.; Chilton, C.H. **Manual de Engenharia Química**. Editora Guanabara Dois S.A., 1980

Pereira, Flávio Nelson; Seguin, Manoel C. **Projetos químicos e petroquímicos: movimentação de fluidos**. Editora Comunicar, 2012

Pereira, Flávio Nelson **Apostila de operações unitárias II (Unisanta)**, 2011