

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

ANÁLISE EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO TÉRMICO DE UM TROCADOR DE CALOR DO TIPO CASCO E TUBOS SOB DIFERENTES CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO

Michel do Espirito Santo, mesanto1@uol.com.br
Thiago Antonini Alves, thiagoaalves@utfpr.edu.br

Programa de Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica (PPGEM), Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC), Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), Câmpus Ponta Grossa, Av. Monteiro Lobato, s/nº, km 04, Jardim Carvalho, CEP. 84.016-210, Ponta Grossa/PR, Brasil

Resumo: No presente trabalho foi realizada uma análise experimental do desempenho térmico de um trocador de calor do tipo casco e tubos sob diferentes condições de operação em escoamentos contracorrente e paralelo. As especificações técnicas do trocador de calor são casco Tipo E, cabeçote frontal do Tipo A, cabeçote traseiro do Tipo L, feixe de tubos fixados em disposição de 90° e chicanas de orifício. A taxa total de transferência de calor foi determinada utilizando três diferentes métodos: Balanço de Energia, Média Logarítmica das Diferenças de Temperaturas (MLDT) e Efetividade-NUT (ϵ -NUT). Os escoamentos dos fluidos quente e frio foram controlados por banhos ultratermostatizados. As temperaturas foram medidas utilizando termopares do Tipo K e as vazões volumétricas foram medidas e controladas por rotâmetros de área variável. Os dados experimentais foram coletados a cada 10 segundos por meio de um sistema de aquisição de dados e gravados em um microcomputador. As incertezas experimentais foram calculadas através da Técnica de Amostragem Simples. As propriedades termofísicas dos fluidos, dos tubos e do casco foram obtidas a partir da biblioteca do software Engineering Equation Solver™ (EES™). Uma câmera termográfica de alto desempenho foi utilizada para obtenção de imagens termográficas da distribuição de temperaturas ao longo do trocador de calor. Os resultados experimentais do desempenho térmico dos trocadores de calor indicaram que as mais altas taxas de transferência de calor ocorrem para as maiores vazões dos fluidos quente e frio e os maiores gradientes de temperatura de entrada entre os fluidos quente e frio. Para as mesmas condições de temperatura de entrada e de vazão dos fluidos quente e frio a configuração em escoamento contracorrente apresentou um melhor desempenho.

Palavras-chave: avaliação de desempenho, trocadores de calor, tipo casco e tubos, Método MLDT, Método Efetividade-NUT.

1. INTRODUÇÃO

Os trocadores de calor são dispositivos utilizados para permitir a transferência de calor entre dois ou mais fluidos que se encontram em diferentes temperaturas, sendo que essa troca térmica pode ser feita através de elementos que separam os fluidos, como por exemplo, uma parede sólida. Eles são utilizados em diversas aplicações na engenharia, como aquecimento de ambientes, condicionamento e refrigeração de ar, produção de potência, recuperação e regeneração de calor em processos, processamento químico, e estão presentes em indústrias de vários segmentos devido à sua alta eficiência térmica, flexibilidade e facilidade de escoamento. Como exemplos de trocadores de calor podem ser citados os radiadores, os condensadores, os evaporadores e os economizadores (ÇENGEL & GHAJAR, 2012).

De acordo com Bergman *et al.* (2014) os trocadores de calor podem ser classificados conforme a configuração do escoamento ou o tipo de construção. Com relação à configuração do escoamento os trocadores de calor podem operar em escoamento paralelo ou em escoamento contracorrente. Quanto ao tipo de construção, os trocadores de calor possuem diferentes configurações tais como: trocadores de calor de tubos concêntricos, trocadores de calor com escoamento cruzado, trocadores de calor do tipo casco e tubos, trocadores de calor compacto e trocadores de calor do tipo placas.

Os trocadores de calor do tipo casco e tubos são os mais versáteis dentre as diferentes configurações de trocadores de calor e fornecem taxas relativamente grandes de área de transferência de calor por volume e peso. Métodos confiáveis de projetos e de instalações estão disponíveis para que o projeto e a construção destes trocadores sejam bem-sucedidos. Os trocadores de calor do tipo casco e tubos podem ser projetados para altas pressões relativas para o ambiente e elevadas diferenças de pressões entre os fluidos (KAKAÇ *et al.*, 2012).

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Os projetos de trocadores de calor podem envolver duas situações distintas para o engenheiro. Em uma primeira hipótese, as temperaturas de entrada e de saída e as vazões mássicas dos fluidos quente e frio são conhecidas. Nesse caso, o problema consiste na determinação das dimensões do trocador de calor, calculando a área A necessária para a obtenção da taxa de transferência de calor desejada. O Método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (MLDT) fornece uma média apropriada entre as temperaturas, de entrada e de saída, dos fluidos quente e frio. Com isso e com a taxa de transferência de calor do trocador de calor conhecida, através de um balanço de energia, é possível calcular o coeficiente global de transferência de calor no trocador de calor e, finalmente, calcular a área necessária para a existência da transferência de calor. Mesmo o Método MLDT sendo o mais indicado, o Método da Efetividade-NUT (ε -NUT) também pode ser utilizado nesse caso (BERGMAN *et al.*, 2014).

Quando um trocador de calor existente é analisado, o problema torna-se o cálculo do desempenho térmico do equipamento. Com as temperaturas de entrada e vazões especificadas, a taxa total de transferência de calor e as temperaturas de saída dos fluidos quente e frio são calculadas. O Método ε -NUT é comumente utilizado para projetos e desempenho de trocadores de calor, calculando primeiramente a efetividade do trocador de calor. Feito isso, os outros parâmetros pertinentes a este método são calculados. Para o cálculo do desempenho térmico, os valores de NUT e da razão entre o valor mínimo e máximo da capacidade calorífica (C_r) podem ser calculados, e o valor da efetividade pode ser determinado com a equação apropriada para cada tipo de trocador de calor. Com isso, é possível determinar a taxa total de transferência de calor e analisar o desempenho térmico do trocador de calor em questão. Este caso também poderia ter sido resolvido pelo Método MLDT, porém isto exigiria um processo iterativo enfadonho. O cálculo de desempenho termofluidodinâmico está comumente associado ao uso de tipos e tamanhos de trocadores de calor fora dos padrões disponíveis (BERGMAN *et al.*, 2014).

Neste contexto, o objetivo principal deste trabalho é realizar um estudo experimental do desempenho térmico de um trocador de calor do tipo casco e tubos sob diferentes condições de operação. O desempenho do trocador de calor será calculado a partir da obtenção da taxa total de transferência de calor utilizando-se de três diferentes métodos: Balanço de Energia, MLDT e ε -NUT. Para obtenção do coeficiente global de transferência de calor, o coeficiente de transferência de calor no interior dos tubos (h_i) será calculado pela Equação de Sieder-Tate enquanto que o coeficiente de transferência de calor no lado do casco (h_e) será determinado pelo Método de Kern.

2.1. Método do Balanço de Energia

Pelo Método do Balanço de Energia, a taxa total de transferência de calor entre os fluidos quente e frio em trocadores de calor pode ser expressa por:

$$q_{\text{balanço}} = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,\text{ent}} - T_{q,\text{sai}}) = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,\text{sai}} - T_{f,\text{ent}}) \quad (1)$$

sendo que, $\dot{m}_q$ é a vazão mássica do fluido quente, $c_{p,q}$ é o calor específico a pressão constante do fluido quente, $T_{q,\text{ent}}$ é a temperatura de entrada do fluido quente, $T_{q,\text{sai}}$ é a temperatura de saída do fluido quente, $\dot{m}_f$ é a vazão mássica do fluido frio, $c_{p,f}$ é o calor específico a pressão constante do fluido frio, $T_{f,\text{sai}}$ é a temperatura de saída do fluido frio e $T_{f,\text{ent}}$ é a temperatura de entrada do fluido frio.

2.2. Método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (MLDT)

Pelo Método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura, Método MLDT, a taxa total de transferência de calor em trocadores de calor pode ser calculada, de forma análoga à Lei de Resfriamento de Newton, substituindo o coeficiente de transferência de calor por convecção h pelo coeficiente global de transferência de calor U :

$$q_{\text{MLDT}} = FUA\Delta T_{ml} \quad (2)$$

sendo que, UA é a condutância térmica global, F é um fator de correção que depende do tipo do trocador de calor e ΔT_{ml} é média logarítmica das diferenças de temperaturas.

2.2.1. Média Logarítmica das Diferenças de Temperaturas

A média logarítmica das diferenças de temperaturas, ΔT_{ml} , é expressa por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (3)$$

sendo que, para trocadores de calor em escoamento contracorrente, tem-se que:

$$\begin{bmatrix} \Delta T_1 = T_{q,1} - T_{f,1} = T_{q,ent} - T_{f,sai} \\ \Delta T_2 = T_{q,2} - T_{f,2} = T_{q,sai} - T_{f,ent} \end{bmatrix} \quad (4)$$

enquanto que para escoamento paralelo, tem-se que:

$$\begin{bmatrix} \Delta T_1 = T_{q,1} - T_{f,1} = T_{q,ent} - T_{f,ent} \\ \Delta T_2 = T_{q,2} - T_{f,2} = T_{q,sai} - T_{f,sai} \end{bmatrix} \quad (5)$$

2.2.2. Coeficiente Global de Transferência de Calor

O cálculo do coeficiente global de transferência de calor U é uma etapa indispensável para a análise de um trocador de calor. Esse coeficiente, definido a partir da consideração das resistências convectiva e condutiva dos fluidos que são separados por uma parede sólida e desprezando incrustações que poderiam existir, pode ser expresso por:

$$\frac{1}{UA} = R_t = R_i + R_{parede} + R_e = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi k_{parede} L} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (6)$$

sendo que, R_i e R_e são as resistências térmicas interna e externa, respectivamente, D_i e D_e são os diâmetros interno e externo dos tubos, respectivamente, h_i e h_e são os coeficientes de transferência de calor por convecção interno e externo, respectivamente, k_{parede} é a condutividade térmica da parede sólida que separa os fluidos e L é o comprimento dos tubos.

As correlações empíricas utilizadas na determinação dos coeficientes convectivos interno e externo são apresentadas a seguir. Ressalta-se que na execução dos testes experimentais deste trabalho, em todos os casos estudados, a natureza do escoamento foi laminar.

2.2.3. Coeficiente Convectivo Interno: Equação de Sieder-Tate

O coeficiente convectivo no interior dos tubos considerando escoamento laminar com comprimento de entrada combinada é calculado através da utilização da Equação de Sieder-Tate (SIDER & TATE, 1936):

$$h_i = 1,86 \frac{k_i}{D_i} \left(\frac{Re_i Pr_i}{L/D_i} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_i}{\mu_{s,i}} \right)^{0,14} \quad (7)$$

sendo que, k_i é a condutividade térmica do fluido no interior do tubo, Re_i é o número de Reynolds no interior do tubo, Pr_i é o número de Prandtl do fluido no interior do tubo, μ_i é a viscosidade dinâmica do fluido no interior do tubo baseada na temperatura média de mistura e $\mu_{s,i}$ é a viscosidade dinâmica do fluido no interior do tubo baseada na temperatura interna da parede do tubo.

2.2.4. Coeficiente Convectivo Externo: Método de Kern

O coeficiente convectivo no lado do casco (escoamento externo sobre os tubos) é calculado pelo Método desenvolvido por Kern (KERN, 2001):

$$h_e = j_h \frac{k_e}{D_h} Pr_e^{1/3} \left(\frac{\mu_e}{\mu_{s,e}} \right)^{0,14} \quad (8)$$

sendo que, k_e é a condutividade térmica do fluido no lado do casco, Pr_e é o número de Prandtl do fluido no lado do casco, μ_e é a viscosidade dinâmica do fluido no lado do caso baseada na temperatura de filme e $\mu_{s,e}$ é a viscosidade dinâmica do fluido no lado do casco baseada na temperatura externa da parede do tubo.

O parâmetro j_h do Método de Kern pode ser obtido em função de Reynolds em Kern (2001). O número de Reynolds para o escoamento externo sobre os feixes de tubos, Re_e , pode ser expresso por:

$$Re_e = \frac{D_h \dot{m}_{casco}}{\mu_e} \quad (9)$$

sendo que, $\dot{m}_{casco}$ é a vazão mássica do fluido no lado do casco e D_h é o diâmetro hidráulico que pode ser expresso por:

$$D_h = \frac{4(L_p^2 - \pi D_e^2/4)}{\pi D_e} \quad (10)$$

sendo que, L_p é o passo transversal.

O Método de *Kern* é utilizado para analisar o comportamento térmico do fluido no lado do casco através dos defletores ao longo dos trocadores de calor, tendo assim uma melhor visão sobre a ideal colocação dos feixes de tubos. O ponto negativo desse método é que ele desconsidera efeitos de correntes que ocorrem por vazamentos e alguns pontos de *bypass* por causa de algumas folgas no equipamento, trazendo uma análise aproximada (KAKAÇ *et al.*, 2012). Entretanto, de acordo com Kulkarni *et al.* (2014) esse método tem uma grande facilidade de utilização, pois exige o conhecimento de poucos parâmetros operacionais iniciais, sendo excelente para aplicações rápidas.

2.3. Método da Efetividade-NUT (Método da ε -NUT)

O Método da Efetividade-NUT é uma forma alternativa de se calcular a taxa total de transferência de calor em um trocador de calor e apresenta maior aplicabilidade quando não há conhecimento das temperaturas de saída dos fluidos quente e frio, e é desejada a determinação da taxa total de transferência de calor, bem como as dimensões do equipamento de troca térmica.

De acordo com Kays & London (1998), esse método é caracterizado por um parâmetro adimensional chamando de efetividade de transferência de calor, ε , e definido como:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (11)$$

sendo que, q é a taxa de transferência de calor real do trocador de calor e $q_{\max}$ é a taxa de transferência de calor máxima possível do trocador de calor que pode ser expressa por:

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (12)$$

sendo que, $C_{\min}$ é o menor valor entre as taxas de capacidade calorífica dos fluidos quente e frio, C_f e C_q , respectivamente. Dessa forma, do conhecimento das temperaturas de entrada, têm-se as seguintes equações para efetividade de transferência de calor:

- Quando $C_q < C_f$:

$$\varepsilon = \frac{C_q (T_{q,ent} - T_{q,sai})}{C_{\min} (T_{q,ent} - T_{f,ent})} \quad (13)$$

- Quando $C_q > C_f$:

$$\varepsilon = \frac{C_f (T_{f,ent} - T_{f,sai})}{C_{\min} (T_{f,ent} - T_{q,ent})} \quad (14)$$

Desta forma, se a efetividade de transferência de calor, ε , e as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio, $T_{q,ent}$ e $T_{f,ent}$, forem conhecidas, a taxa total de transferência de calor real em trocadores de calor pode ser expressa por:

$$q_{\varepsilon-NUT} = \varepsilon C_{\min} (T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (15)$$

Para qualquer trocador de calor, Kays & London (1998) demonstraram que

$$\varepsilon = f(NUT, C_r) \quad (16)$$

$$NUT = f(\varepsilon, C_r) \quad (17)$$

sendo que, C_r é a razão entre as taxas de capacidades caloríficas máxima e mínima, Eq. (18), e NUT é o Número de Unidades de Transferência – um parâmetro adimensional amplamente utilizado na análise de trocadores de calor e definido na Eq. (19).

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (18)$$

$$NUT = \frac{UA_s}{C_{\min}} = \frac{UA_s}{(\dot{m}c_p)_{\min}} \quad (19)$$

Relações específicas do Método da Efetividade-NUT para aplicação em trocadores de calor do tipo casco e tubos, apresentadas por Kays & London (1998), são expressas por:

- Relação $\varepsilon (NUT, C_r)$

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \frac{1 + \exp \left[-NUT (1 + C_r^2)^{1/2} \right]}{1 - \exp \left[-NUT (1 + C_r^2)^{1/2} \right]} \right\}^{-1} \quad (20)$$

- Relação $NUT (\varepsilon, C_r)$

$$NUT = -(1 + C_r^2)^{1/2} \ln \left(\frac{E - 1}{E + 1} \right) \quad (21)$$

$$E = \frac{2/\varepsilon - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}} \quad (22)$$

3. METODOLOGIA

Os experimentos foram realizados em um módulo que simula um trocador de calor do tipo casco e tubos real. Este módulo experimental, fabricado pela empresa espanhola *Edibon*TM, está instalado no Laboratório Didático de Ciências Térmicas do Departamento Acadêmico de Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná/Câmpus Ponta Grossa. Maiores informações sobre os equipamentos utilizados na execução desta análise experimental podem ser encontradas em Ferreira (2014) e em Maia Junior (2014).

3.1. Aparato Experimental

O aparato experimental utilizado neste trabalho, mostrado na Fig. 1, consiste em uma unidade básica de abastecimento de água quente, um banho ultratermostatizado para fornecimento de água fria, um módulo de controle, um trocador de calor do tipo casco e tubos, mangueiras flexíveis de aço inoxidável para conexão das bancadas com a unidade básica, mangueiras de silicone para conexão das bancadas com o banho ultratermostatizado, um sistema de aquisição de dados e um microcomputador. Uma câmera termográfica de alto desempenho foi utilizada para obtenção de imagens termográficas dos testes experimentais.

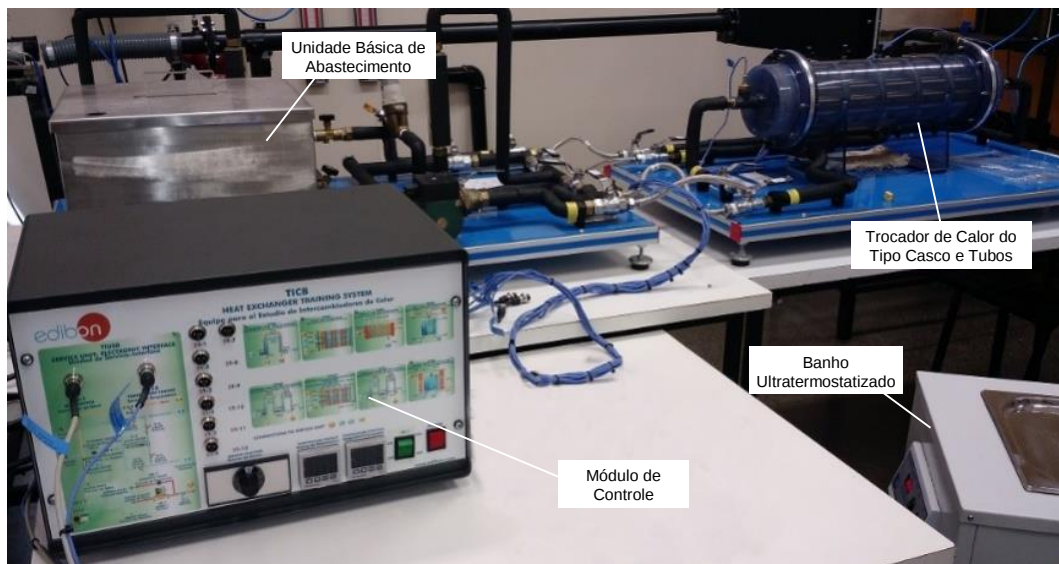


Figura 1. Aparato experimental.

A unidade básica de abastecimento *Edibon*TM consiste em um tanque com uma resistência elétrica de 3 kW para o aquecimento da água destilada, um sensor para medição da temperatura do fluido no reservatório, um rotâmetro de área variável para a medição de vazão no fluido quente e outro para a medição do fluido frio, uma bomba centrífuga para a

água quente, quatro válvulas esfera para alterar a direção do escoamento, duas válvulas de controle de vazão e uma válvula reguladora de pressão. O abastecimento de água fria foi feito por uma unidade de banho ultratermostatizado *Solab*TM SL-130, composta de um tanque com 30 litros de capacidade, um sensor PT-100 para medição da temperatura do fluido no reservatório, processador digital PID para controle de temperatura e bomba hidráulica com 3 ℓ/min de vazão volumétrica.

De acordo com a Associação Americana de Fabricantes de Trocadores de Calor Tubulares (*Tubular Exchanger Manufacturers Association* – TEMA), as especificações técnicas do trocador de calor do tipo casco e tubos analisado são: casco Tipo E, cabeçote frontal do Tipo A, cabeçote traseiro do Tipo L, feixe de 21 tubos fixados em disposição de 90° e apoiados por chicanas de orifício. O trocador de calor possui quatro chicanas segmentais localizadas transversalmente aos tubos. No trocador de calor foram instalados dois termopares Tipo K para medição de temperatura de entrada e saída do fluido quente e cinco termopares Tipo K para medição da temperatura do fluido frio, localizados em pontos estratégicos ao longo do trocador de calor.

Um sistema de aquisição de dados *Agilent*TM 34970A com 20 canais foi utilizado na coleta dos dados experimentais. Os sensores de temperatura utilizados foram termopares do Tipo K fabricados pela *Omega*TM, com uma faixa de trabalho de -200°C a 1250°C.

3.2. Coleta de dados

As temperaturas utilizadas para o fluido quente foram 35°C e 45°C, enquanto que para o fluido frio foram de 20°C e 25°C em ambas as configurações, mantendo assim gradientes de temperatura de 10°C, 15°C, 20°C e 25°C. As vazões volumétricas de entrada foram de 1 ℓ/min e 2 ℓ/min para ambos os fluidos. A partir das combinações de gradientes de temperatura e de vazões, 16 casos experimentais para cada configuração de escoamento, mostrados na Tab. 1, foram testados e, posteriormente, analisados.

Tabela 1. Casos experimentais analisados: escoamento em contracorrente (escoamento paralelo)

Temperatura [°C]	Vazão Volumétrica [ℓ/min]			
	$\dot{m}_q = 1 \ell/\text{min}$ $\dot{m}_f = 1 \ell/\text{min}$	$\dot{m}_q = 1 \ell/\text{min}$ $\dot{m}_f = 2 \ell/\text{min}$	$\dot{m}_q = 2 \ell/\text{min}$ $\dot{m}_f = 1 \ell/\text{min}$	$\dot{m}_q = 2 \ell/\text{min}$ $\dot{m}_f = 2 \ell/\text{min}$
$T_{q,ent} = 35^\circ\text{C}$ $T_{f,ent} = 25^\circ\text{C}$	#1 (#17)	#2 (#18)	#3 (#19)	#4 (#20)
$T_{q,ent} = 35^\circ\text{C}$ $T_{f,ent} = 20^\circ\text{C}$	#5 (#21)	#6 (#22)	#7 (#23)	#8 (#24)
$T_{q,ent} = 45^\circ\text{C}$ $T_{f,ent} = 25^\circ\text{C}$	#9 (#25)	#10 (#26)	#11 (#27)	#12 (#28)
$T_{q,ent} = 45^\circ\text{C}$ $T_{f,ent} = 20^\circ\text{C}$	#13 (#29)	#14 (#30)	#15 (#31)	#16 (#32)

Os dados foram coletados durante 30 (trinta) minutos, sendo que no regime de transição de temperaturas ou vazões volumétricas foi aguardado um período de, no mínimo, 60 (sessenta) minutos para estabilização (regime permanente) do trocador de calor do tipo casco e tubos. Os dados de temperaturas dos fluidos quente e frio foram tratados visando a obtenção dos valores médios de temperatura de entrada e de temperatura de saída nas duas configurações de escoamento estudadas.

3.3. Procedimento de Cálculo

Após a coleta dos dados experimentais foi calculada a taxa total de transferência de calor q através da aplicação de três métodos: Balanço de Energia, MLDT e Efetividade-NUT. O *software* EESTM (*Engineering Equation Solver*TM) foi utilizado na resolução das equações, devido a sua grande biblioteca de propriedades termodinâmicas. As incertezas experimentais foram calculadas com o auxílio do *software* Uncertainty CalculatorTM utilizando a Técnica de Amostragem Simples e considerando uma incerteza de $\pm 2,2^\circ\text{C}$ para a temperatura e de $\pm 0,1 \ell/\text{min}$ para a vazão volumétrica.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para analisar o desempenho térmico do trocador de calor e comparar os métodos utilizados, os valores da taxa total de transferência de calor, para os três métodos, Balanço de Energia, MLDT e Efetividade-NUT, são apresentados nas Tabs. 2 e 3, nas configurações de escoamento contracorrente e de escoamento paralelo, respectivamente. A Figura 2 ilustra o desempenho térmico em escoamento contracorrente e a Fig. 3 em escoamento paralelo. Nestes gráficos os valores apresentados para o Método Balanço de Energia consistem na média entre os valores dos balanços dos fluidos frio e quente para cada caso. As diferenças encontradas nos valores da taxa total de transferência de calor em cada caso, considerando os diferentes métodos, estão dentro das incertezas experimentais dos resultados.

Tabela 2. Resultados obtidos para escoamento contracorrente.

Caso	$T_{q,ent}$ [°C]	$T_{q,sai}$ [°C]	$T_{f,ent}$ [°C]	$T_{f,sai}$ [°C]	$q_{balanço}$ [W]	Incerteza [%]	q_{MLDT} [W]	Incerteza [%]	$q_{\epsilon-NUT}$ [W]	Incerteza [%]
#1	29,9	26,5	24,0	27,0	222,3	30,9	206,4	36,0	232,7	27,8
#2	29,9	25,9	24,3	26,1	262,7	26,9	234,2	59,1	274,8	29,9
#3	30,8	28,6	24,1	27,9	282,0	49,8	295,8	27,7	381,9	20,9
#4	30,4	27,9	24,4	26,8	350,1	41,9	359,5	42,6	379,1	21,4
#5	28,8	23,1	18,9	23,9	367,5	18,9	350,1	21,5	400,9	16,6
#6	28,4	22,3	19,3	22,5	431,9	17,4	400,2	33,8	599,1	17,5
#7	29,6	26,3	18,7	25,5	464,7	32,2	472,7	15,8	517,7	13,2
#8	29,0	25,2	19,7	23,7	548,6	27,6	555,8	26,4	636,5	13,8
#9	36,7	29,3	23,9	30,7	491,4	14,5	434,4	15,6	626,1	13,1
#10	36,4	27,7	24,4	28,5	588,4	12,3	486,0	25,7	724,2	14,1
#11	37,3	33,0	23,8	32,3	595,6	24,5	565,8	12,6	732,7	10,8
#12	36,8	31,5	24,4	29,8	752,3	19,8	715,7	19,5	855,9	10,5
#13	35,9	26,5	18,8	28,1	647,1	11,4	599,0	11,4	938,2	9,7
#14	35,3	24,5	19,6	25,1	763,4	9,8	678,6	19,2	1075,0	10,3
#15	36,7	31,0	19,1	30,2	781,7	18,6	746,8	9,6	981,6	8,2
#16	36,5	29,3	19,6	27,0	1011,8	14,8	988,8	14,4	1175,0	7,7

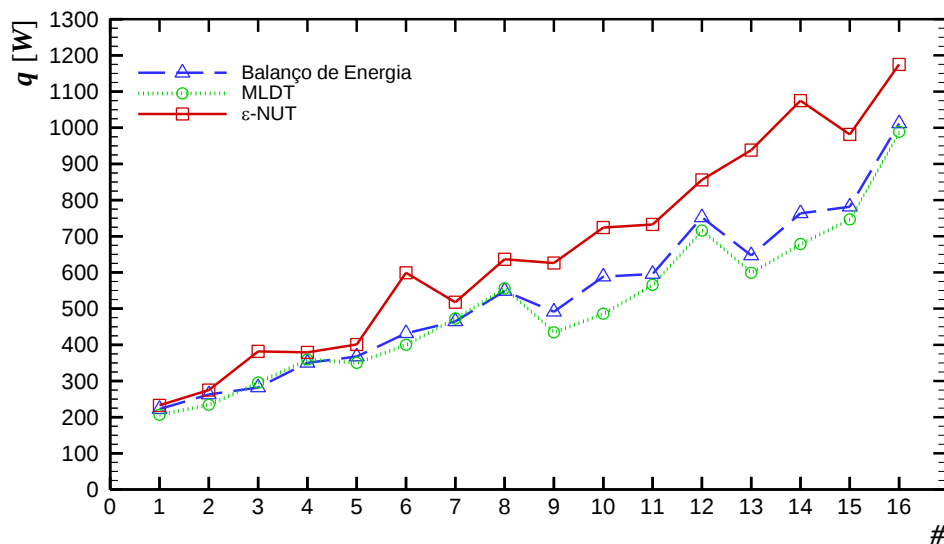


Figura 2. Taxa total de transferência de calor por diferentes métodos em escoamento contracorrente.

Tabela 3. Resultados obtidos para escoamento paralelo.

Caso	$T_{q,ent}$ [°C]	$T_{q,sai}$ [°C]	$T_{f,ent}$ [°C]	$T_{f,sai}$ [°C]	$q_{balanço}$ [W]	Incerteza [%]	q_{MLDT} [W]	Incerteza [%]	$q_{\epsilon-NUT}$ [W]	Incerteza [%]
#17	30,1	27,0	23,9	26,6	201,9	33,7	158,7	40,2	120,7	35,6
#18	29,8	26,4	24,3	25,7	220,3	35,9	212,7	71,9	157,3	37,5
#19	30,6	28,7	24,2	27,4	243,1	57,0	259,6	32,6	261,6	23,5
#20	30,5	28,2	24,4	26,7	314,7	46,5	333,5	47,6	285,6	22,8
#21	29,7	24,6	18,9	23,7	342,4	21,0	313,2	22,2	252,9	18,7
#22	29,5	23,6	19,6	22,5	407,5	18,0	374,5	36,5	335,6	18,6
#23	30,5	27,3	19,3	25,3	429,2	33,7	450,6	17,6	407,9	13,9
#24	29,6	26,0	19,6	23,4	516,6	29,1	560,0	28,2	492,0	13,8
#25	37,2	30,6	24,1	29,7	425,4	16,2	345,1	18,7	269,0	16,6
#26	36,9	29,1	24,3	28,0	521,7	13,7	444,3	29,3	386,3	15,7
#27	37,9	33,9	24,2	31,6	538,0	26,5	524,0	14,3	527,6	11,8
#28	37,5	32,4	24,4	29,4	695,3	21,3	698,3	21,3	638,6	10,8
#29	36,6	28,3	19,1	26,9	558,8	12,9	488,5	13,6	403,2	11,8
#30	35,9	26,2	19,6	24,6	678,5	11,0	604,0	21,5	585,2	11,7
#31	37,6	32,4	19,2	29,5	722,9	20,3	700,1	10,3	647,6	8,9
#32	36,8	30,2	19,6	26,3	922,2	16,2	933,0	15,9	860,7	8,4

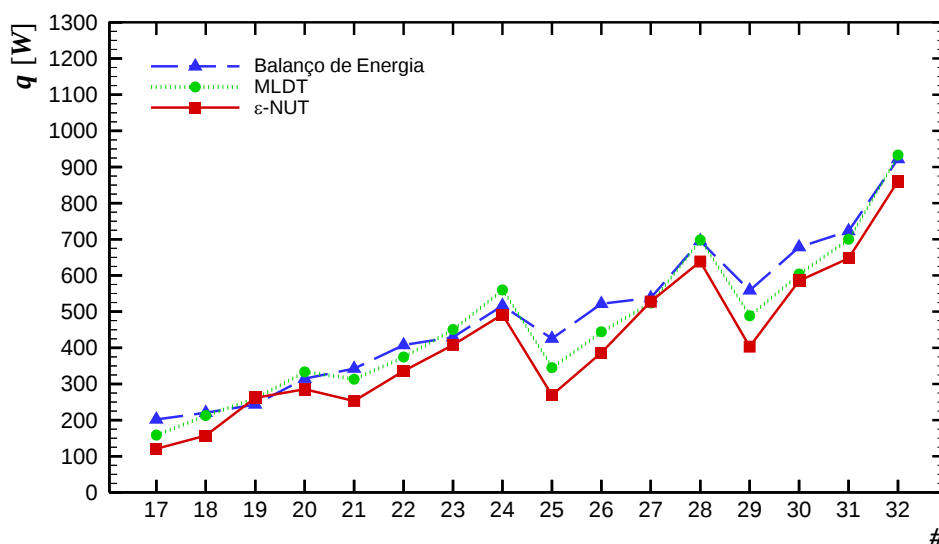


Figura 3. Taxa total de transferência de calor por diferentes métodos em escoamento paralelo.

As configurações que apresentam as maiores taxas totais de transferência de calor considerando escoamentos em contracorrente e em paralelo são os Casos #16 e #32, respectivamente. Estes casos correspondem às situações de maiores vazões volumétricas dos fluidos quente (2 l/min) e frio (2 l/min) e de maiores gradientes de temperatura de entrada entre os fluidos quente (45°C) e frio (20°C). Pode ser notado também que, independentemente da configuração do escoamento, o desempenho do trocador de calor aumenta com o aumento das vazões volumétricas dos fluidos quente e frio e com o aumento dos gradientes de temperatura entre os fluidos. Finalmente, como esperado, o trocador de calor operando em escoamento contracorrente apresenta uma maior taxa de transferência de calor do que a configuração em escoamento paralelo. Com imagens térmicas obtidas por uma câmera termográfica de alto desempenho (FLIR™ T440), como por exemplo a Fig. 4 captada durante a execução experimental do Caso #8, é possível identificar a perda de calor para o ambiente, o que contribuiu para as incertezas dos resultados.



Figura 4. Imagem termográfica do Caso #8.

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi realizada uma análise experimental do desempenho de um trocador de calor do tipo casco e tubos sob diferentes condições de operação considerando escoamento em contracorrente e escoamento em paralelo. A taxa total de transferência de calor nas diferentes configurações foi encontrada por três diferentes métodos: Balanço de Energia, Média Logarítmica das Diferenças de Temperaturas (MLDT) e Efetividade-NUT (ϵ -NUT). O Método do Balanço de Energia foi calculado de duas maneiras: análise do fluido quente e análise do fluido frio. O Método MLDT consistiu no cálculo dos coeficientes convectivo interno (SIEDER & TATE, 1936) e externo (KERN, 2001), da resistência térmica condutiva da parede, do fator de correção (BERGMAN *et al.*, 2014) e da média logarítmica das diferenças de temperatura. O Método ϵ -NUT foi calculado de acordo com os conceitos desenvolvidos por Kays & London (1998).

Os resultados experimentais do desempenho térmico do trocador de calor do tipo casco e tubos indicaram que as mais altas taxas de transferência de calor ocorrem para as maiores vazões volumétricas dos fluidos quente e frio e os maiores gradientes de temperatura de entrada entre os fluidos quente e frio. Para as mesmas condições de temperatura de entrada e de vazão volumétrica dos fluidos quente e frio a configuração em escoamento contracorrente apresentou um melhor desempenho em relação ao escoamento paralelo. Esta avaliação experimental pode ser utilizada no desenvolvimento de projetos de pesquisa e de inovação tecnológica em trocadores de calor do tipo casco e tubos, por exemplo, na validação de resultados provenientes de simulações numéricas utilizando *softwares* CFD.

6. AGRADECIMENTOS

Agradecimentos são prestados à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pela concessão de bolsa de mestrado ao primeiro autor. Agradecimentos também são externados ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), à Pró-Reitoria de Pesquisa e Pós-Graduação da UTFPR, à Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e ao Departamento Acadêmico de Mecânica da UTFPR/Câmpus Ponta Grossa.

7. REFERÊNCIAS

- Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P. & Dewitt, D.P., 2014, “Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa”, Livros Técnicos e Científicos Editora, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 672 p.
- Çengel, Y.A. & Ghajar, A.J., 2012, “Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática”, Editora McGraw-Hill, Porto Alegre, RS, Brasil, 902 p.
- Ferreira, C.E.N., 2014, “Análise experimental do desempenho de um trocador de calor do tipo casco e tubos”, Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, Brasil.
- Kakaç, S., Liu, H. & Pramuanjaroenkij, A., 2012, “Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design”, CRC Press, Boca Raton, FL, USA, 631 p.
- Kays, W.M. & London, A.L., 1998, “Compact Heat Exchangers”, Krieger Pub. Co., Malabar, FL, USA, 355 p.
- Kern, D.Q., 2001, “Process Heat Transfer”, McGraw-Hill, New Dheli, India, 883 p.
- Kulkarni, S.Y., Jangadish, S.B. & Manjunath, M.B., 2014, “Analysis Comparing Performance of a Conventional Shell and Tube Heat Exchanger Using Kern, Bell and Bell Delaware Method”, International Journal of Research in Engineering and Technology, Vol. 3, No. 3, pp. 486-496.
- Maia Junior, G.N., 2014, “Investigação experimental do desempenho de um trocador de calor de tubos concêntricos”, Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, Brasil.
- Sieder, E.N. & Tate, G.E., 1936, “Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes”, Industrial & Engineering Chemistry, Vol. 28, No. 12, pp. 1429-1435.

8. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

EXPERIMENTAL ANALYSIS PERFORMANCE OF SHELL-AND-TUBE HEAT EXCHANGER UNDER DIFFERENT OPERATING CONDITIONS

Michel do Espirito Santo, mesanto1@uol.com.br
 Thiago Antonini Alves, thiagoaalves@utfpr.edu.br

Programa de Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica (PPGEM), Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC), Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), Câmpus Ponta Grossa, Av. Monteiro Lobato, s/nº, km 04, Jardim Carvalho, CEP. 84.016-210, Ponta Grossa/PR, Brasil

Abstract: In the present research was performed an experimental analysis of the thermal performance of a shell-and-tube heat exchanger under different operating conditions counterflow and parallel flow. The technical specifications of the heat exchanger are shell type E, front head type A, rear head L type, tube bundle fixed in disposal of 90°, and orifice baffles. The overall rate heat transfer was measured using three different methods: Energy Balance, Logarithmic Mean Temperature Difference (LMTD), and Effectiveness-NTU (ϵ -NTU). The flow of hot and cold fluids were controlled by ultrathemostatic bath. The temperatures were measured using K-type thermocouples and flow rates were measured and controlled by variable area flowmeter. The experimental data were collected every 10 seconds by means of a data acquisition system and recorded in a microcomputer. The experimental uncertainties were calculated by Simple Sampling Technique. The thermophysical properties of fluids, tubes, and shell were obtained from the software Engineering Equation Solver™ (EES™). A high performance infrared camera was used capture thermal images of the temperature distribution along the heat exchanger. The experimental results of thermal performance of heat exchangers indicated that the highest heat transfer rates occur at higher flow rates of the hot and cold fluids and the higher inlet temperature gradients between hot and cold fluids. For the same input temperature and flow of hot and cold fluids, the configuration counterflow performed better.

Keywords: evaluation performance, heat exchanger, shell-and-tube, LMTD Method, Effectiveness-NTU Method.