

MODELISATION MATHEMATIQUE DU FONCTIONNEMENT D UN ECHANGEUR DE CHALEUR

Adelaida DUINEA

*Université de Craiova, Faculté d'Electrotechnique, tél 0251-415763,
e-mail: aduinea@elth.ucv.ro*

Resumé

Les échangeurs de chaleur classiques, avec faisceau de pipes en manteau occupent 90% sur le marché d'échangeurs thermiques. En connaissant strictement le régime dans un circuit thermique, toutes les dimensions du schéma thermique d'une centrale thermique peuvent être considérées comme des échangeurs de chaleur. Cette œuvre présente l'algorithme de calcul du bilan énergétique d'un échangeur le plus utilisé dans l'industrie chimique et aussi une analyse du bilan.

1. INTRODUCTION

Les domaines d'application des technologies reconnues aujourd'hui sur le marché d'échangeurs de chaleur peuvent être caractérisés par des quatre variables principales:

- la température agent thermique primaire;
- la pression de fonctionnement;
- le nombre des fonctions: vaporisateur, condenseur, échangeur gaz/gaz, liquide/liquide, gaz/liquide;
- le nombre des unités de transfert thermique (NTC) – considéré comme un indicateur des performances d'échangeur.

Les échangeurs de chaleur classiques, avec faisceau de pipes en manteau présentent nombreuses avantages. Parmi les plus importantes sont:

- sont utilisés aux grandes températures et pressions de fonctionnement – 900 °C, 100 bar;
- peuvent réaliser toutes les fonctions: vaporisateur, condenseur, échangeur gaz/gaz, liquide/liquide, gaz/liquide;

Ces avantages ont fait que ce type d'échangeurs s'occupe une zone de plus en plus importante sur le marché d'échangeurs de chaleur utilisés dans l'industrie énergétique.

Le bilan thermique permet le calcul des flux de chaleur cédée, reçue et perdue dans le milieu. L'équation de bilan thermique sur l'appareil représente une équation qui se situe à la base du calcul thermique d'un échangeur de chaleur :

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{Q}_p \quad [W] \quad (1)$$

avec:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') [W] \quad (2)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 c_{p2} (t_2'' - t_2') [W] \quad (3)$$

où \dot{Q}_1, \dot{Q}_2 sont les débits de chaleur cédée, respectivement reçue des agents thermiques qui traversent l'appareil, W; \dot{m}_1, \dot{m}_2 – les débits massiques des agents, kg/s; c_{p1}, c_{p2} – les chaleurs spécifiques à pression constante des agents, kJ/kg.

2. INDICATEURS DE QUALITE D ECHANGEUR THERMIQUE

Les installations thermiques ont, généralement, les indicateurs de qualité suivantes: le coefficient de retenue de la chaleur, le rendement thermodynamique, le rendement exégetique, la perte spécifique de pression – calculée pour chaque agent thermique :

- le coefficient de retenue de la chaleur, η_r – défini comme le rapport entre le débit de chaleur reçue et le débit de chaleur cédée:

$$\eta_r = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_1} = 1 - \frac{\dot{Q}_p}{\dot{Q}_1} \quad (4)$$

- le rendement thermodynamique - le rapport entre le débit de chaleur reçue par le fluide secondaire et le débit de chaleur transporté par le fluide primaire dans un processus de change de chaleur jusqu'à l'équilibre avec le milieu ambiante (avec une température t_1^0 et enthalpie i_1^0 de référence).

$$\eta_{td} = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_1^0} = \frac{m_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_2'' - t_2')}{m_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_1' - t_1^0)} \quad (5)$$

- le rendement exégetique – le rapport entre la variation d'exergie d'agent primaire, ΔE_1 et la variation d'exergie d'agent secondaire, ΔE_2 .

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta E_2}{\Delta E_1} = \frac{E_2'' - E_2'}{E_1' - E_1''} = 1 - \frac{\Delta E_p}{\Delta E_1} = \frac{m_2 (e_2'' - e_2')}{m_1 (e_1' - e_1'')} \quad (6)$$

- la perte spécifique de pression:

$$\Delta p_{sp1} = \frac{\Delta p_1}{NTC_1} ; \Delta p_{sp2} = \frac{\Delta p_2}{NTC_2} \quad [\text{bar}] \quad (6)$$

où:
$$NTC_1 = \frac{k_s \cdot S}{W_1} = \frac{k_s \cdot S}{m_1 \cdot c_{p1}}$$

$$NTC_2 = \frac{k_s \cdot S}{W_2} = \frac{k_s \cdot S}{m_2 \cdot c_{p2}} \quad (7)$$

avec NTC – le nombre des unités de transfert thermique, spécifique de chaque agent thermique qui traverse l'appareil ; W – la capacité thermique des agentes, W/°C.

3. LE BILAN THERMIQUE REEL D ECHANGEUR DE CHALEUR

Pour exemplifié, on considère un échangeur de chaleur de surface eau-eau, type 1/2 - un passage d'agent thermique primaire par le manteau et deux passages d'agent thermique secondaire par le faisceau de tubes – schéma d'écoulement contrecourant. Les dates constructives importantes et les caractéristiques thermodynamiques des fluides sont:

Figure 1: Données d'entrée pour l'échangeur de chaleur

On détermine :

- la différence moyenne logarithmique de température:

$$\Delta t_{medcc} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} \quad (8)$$

- le coefficient convectif pour l'agent thermique primaire en traversant transversale le faisceau:

$$\alpha_1 = Nu_1 \frac{\lambda_1}{d_e} \quad [W/m^2 \cdot ^\circ C] \quad (9)$$

avec Nu_1 – le nombre adimensionnel Nusselt déterminé en appliquant la relation critérielle:

$$Nu_f = C Re_f^n Pr_f^{0,33} \left(\frac{Pr_f}{Pr_p} \right)^{0,25} \varepsilon_s \quad (10)$$

pour $10^3 < Re_1 < 10^5$

Dans les tableaux térmotechniques on obtenue pour la position alternant des tubes: $C=0,41$; $n=0,6$; $\varepsilon_s=1,024$.

- le coefficient convectif pour l'agent thermique secondaire en parcourant le faisceau à l'intérieur :

$$\alpha_2 = Nu_2 \frac{\lambda_2}{d_i} \quad [W/m^2 \cdot ^\circ C] \quad (11)$$

avec Nu_1 – le nombre adimensionnel Nusselt déterminé en appliquant la relation critérielle (régime d'écoulement turbulent):

$$Nu_f = 0,021 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_p} \right)^{0,23} \quad (12)$$

pour $10^3 < Re_f < 10^5$

- le coefficient global d'échange de chaleur pour l'appareil en fonction et l'appareil propre:

$$k_s = \frac{Q_2}{S \cdot \Delta t_{med}} \quad [W/m^2 \cdot ^\circ C] \quad (13)$$

$$k_{s0} = \frac{1}{\frac{d_e}{\alpha_2 d_i} + \frac{d_e}{2\lambda_p} \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{\alpha_1}} \quad (14)$$

- la résistance thermique du dépôt :

$$R_{sd} = \frac{k_{s0} - k_s}{k_{s0} \cdot k_s} \quad [m^2 \cdot ^\circ C/W] \quad (15)$$

Le programme de calcul on été réalisé en utilisant le logiciel Visual Basic, conformément des méthodes et des algorithmes présentées antérieur. Le programme permet la détermination des paramètres nécessaires à la réalisation du bilan réel des échangeurs de chaleur eau-eau en régime stationnaire, type 1/2.

Figure 2: Bilan thermique – calcul des températures

Calcul coeficienti convectie pentru fluidul cald

Aria sectiunii de trecere: $S1 = 2.3415126 \text{ m}^2$

Temperatura medie a fluidului cald $t1 = 67.921158 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura medie a peretelui tevii: $t_p = 48.960579 \text{ }^\circ\text{C}$

$P_r = 3.6310749$

Proprietati fizice fluid:

$\lambda = 661.212196599446 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

$\rho = 978.60953476069 \text{ kg/m}^3$

$\nu = 4.17371968059836\text{E-}07 \text{ m}^2/\text{s}$

$P_r = 2.64939017$

Viteza de curgere in sectiunea minima dintre tevi $W1 = 96010053 \text{ m/s}$ $Re = 43706.601144359$

$Nu = 318.07381$ Coeficientul de convectie pentru fluidul cald este: $\alpha1 = 11069.1728 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$

Calcul Continuaare Tiparire Iesire

Figure 3: Calcul du coefficient convectif – fluide primaire

Indicii de calitate ai schimbatorului de caldura

Indicii de calitate

Coeficientul de retinere al caldurii: $\eta_r = 90692925776$

Randamentul termodinamic: $\eta_{td} = 33358317526$

Randamentul exergetic: $\eta_{ex} = 38505701418$

Pierderile specifice de presiune

Fluid cald:

Numarul de unitati de transfer de caldura: $NTC1 = 73460525839$

Pierdere specifică de presiune pentru fluidul cald: $\Delta P_{sp1} = 68063765442$

Fluid rece:

Numarul de unitati de transfer de caldura: $NTC2 = 39860211477$

Pierdere specifică de presiune pentru fluidul rece: $\Delta P_{sp2} = 17561371955$

Calcul Continuaare Tiparire Iesire

Figure 6: Indicateurs de qualité d'échangeur

Calcul coeficienti convectie pentru fluidul rece

Aria sectiunii de curgere: $S2 = 0181492 \text{ m}^2$

Temperatura medie a fluidului rece $t2 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura medie a peretelui tevii: $t_p = 48.960579 \text{ }^\circ\text{C}$

$P_r = 3.6310749$

Proprietati fizice fluid:

$\lambda_2 = 615 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

$\rho_2 = 996.463386213424 \text{ kg/m}^3$

$\nu_2 = 0000007977 \text{ m}^2/\text{s}$

$P_r = 5.42$

Viteza de curgere in interiorul tevilor: $W2 = 1.7694208 \text{ m/s}$ $Re = 37708.605790367$

$Nu = 220.03024$ Coeficientul de convectie pentru fluidul rece este: $\alpha1 = 7959.91784 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$

Calcul Continuaare Tiparire Iesire

Figure 4: Calcul du coefficient convectif – fluide secondaire

Analiza bilanț real

Coeficientul global de schimb de caldura al aparatului in functiune: $k_s = 1511.8861776 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$ **Admisibil**

Schimbator de caldura este: **Murdar** deoarece $R_{sd} = 4.08661687644932\text{E-}04 \text{ m}^2\text{ }^\circ\text{C/W}$

Pierderile de caldura in mediu ambiant sunt: **Mai** Pierderile specifice de presiune sunt: **Mai**

Figure 7: L'analyse du bilan thermique réel

Coeficientii globali de schimb de caldura

Coeficientul global de schimb de caldura raportat la suprafata exterioara a tevilor: $k_{so} = 3956.2632657 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$

Coeficientul global de schimb de caldura al aparatului in functiune: $k_s = 1511.8861776 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$

Rezistența termică a depunerilor

Rezistența termică a depunerilor: $R_{sd} = 4.08661687644932\text{E-}04 \text{ m}^2\text{ }^\circ\text{C/W}$

Calcul Continuaare Tiparire Iesire

Figure 5: Calcul des coefficients globaux d'échange thermique

CONCLUSIONS

En analysant les résultantes obtenus on conclure que par l'amélioration de l'isolation thermique, par le nettoyage d'appareil et le maintien du dépôt dans les limites admissibles, par la réduction du débit et des pertes de pression sur l'agent thermique secondaire, on observe une amélioration des tous indicateurs de qualité d'appareil. Ces effets cumulés sont mettre en évidence par l'accroissement du rendement exégétique.

BIBLIOGRAFIE

- [1] A. Badea, H. Necula, *Schimbătoare de căldură, Editura Agir, București, 2000* ;
- [2] H., Theil, I. Laza,– *Studiul relațiilor criteriale pentru calculul schimbului de căldură convectiv la curgerea fluidelor în interiorul țevilor*. Lucrările simpozionului T.M.T., vol. I, Timișoara, 1998;