

УДК 621.6:536:519.86

Роман Коцюрко, Ігор Лучейко, к.т.н., доц.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна

**МОЖЛИВИЙ КРИТЕРІЙ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ  
СИСТЕМИ “ТРУБЧАСТИЙ ТЕПЛОБМІННИК + ПОМПА”  
В УМОВАХ НАКИПОУТВОРЕННЯ**

Roman Kotsiurko, Igor Lucheyko, Ph.D., Assoc. Prof.

**POSSIBLE EFFICIENCY CRITERION OF THE SYSTEM OPERATION  
“TUBULAR HEAT EXCHANGER + PUMP” UNDER  
SCALE FORMATION CONDITIONS**

Процес накипоутворення на теплообмінних поверхнях є однією з важливих проблем теплоенергетики. Накип спричинює збільшення термічного опору, тобто знижує ефективність теплопередачі, що не відповідає сучасним вимогам енергозбереження.

Розглянемо процес передачі тепла в трубчастому теплообміннику з наявним накипом на його внутрішніх стінках. На рисунку зображений поздовжній розріз циліндричної труби теплообмінника з гарячим теплоносієм (ТН) всередині та з утвореним накипом і графіки зміни температури в радіальному напрямі. Індекс «0» на рисунку відповідає трубі без накипу.

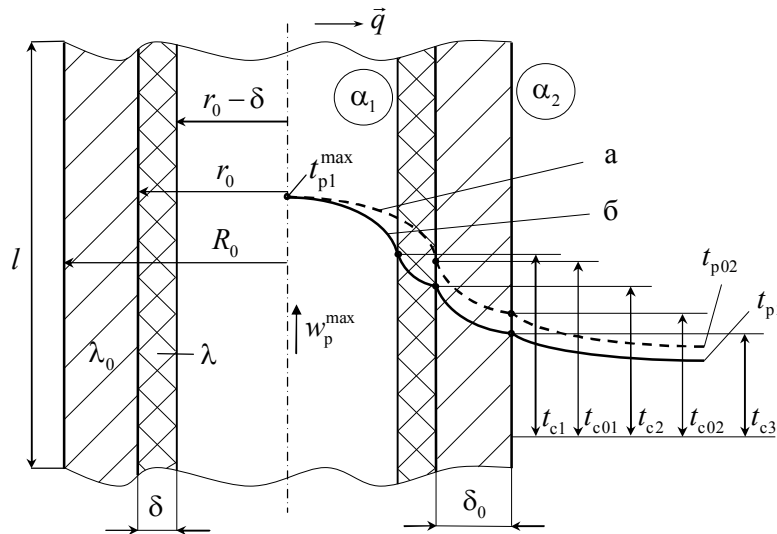


Рисунок 1. Схема для розрахунку термічного опору та радіального розподілу температури в круглій циліндричній трубі без накипу (а) та з накипом (б) товщиною  $\delta$  на внутрішній поверхні:  $r_0, R_0 = r_0 + \delta_0$  – внутрішній і зовнішній радіуси труби;  $\lambda_0 > \lambda$  – коефіцієнти теплопровідності матеріалів труби та накипу;  $t_{p1} > t_{p2}$  – середні значення температур ТН;  $t_{c1} > t_{c2} > t_{c3}$  – температури на границях шарів;  $\alpha_1, \alpha_2$  – коефіцієнти тепловіддачі від гарячого ТН до внутрішньої поверхні накипу та від зовнішньої поверхні труби до холодного ТН.

Загальний лінійний термічний опір  $R_l = R / l$  рівний сумі окремих опорів

$$2\pi R_l = \frac{2\pi}{k_l} = \frac{1}{\alpha_1(r_0 - \delta)} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_0}{r_0 - \delta} + \frac{1}{\lambda_0} \ln \frac{R_0}{r_0} + \frac{1}{\alpha_2 R_0}, \quad (1)$$

де  $k_l$  – лінійний коефіцієнт теплопередачі;  $l$  – довжина відповідної циліндричної поверхні площею  $2\pi R_0 l$ ;

У безрозмірній формі абсолютна різниця опорів чистої ( $\delta = 0, \alpha_i = \alpha_{0i}, R_l = R_{0l}$ ) і брудної труби

$$2\pi \Delta \bar{R}_l = 2\pi \alpha_{02} R_0 (R_l - R_{0l}) = \frac{\alpha_{02} R_0}{\alpha_{01} r_0} \cdot \frac{\varepsilon_{\alpha 1}(x) + x}{1-x} + \frac{\alpha_{02} R_0}{\lambda} \ln \frac{1}{1-x} + \varepsilon_{\alpha 2}(x) \geq 0, \quad (2)$$

де  $\varepsilon_{\alpha(i)} = \alpha_{0i} / \alpha_i - 1$  – відносні різниці коефіцієнтів тепловіддачі;  $0 \leq x = \delta / r_0 \leq 1$  – симплекс товщини накипу та внутрішнього радіуса труби – ступінь забруднення ( $x = 0$  – відсутність накипу,  $x = 1$  – труба повністю забита накипом).

За «термічний» критерій енергоефективності теплообміну доцільно вибрати відносне відхилення опорів  $\varepsilon_R \geq 0$  (%) або відповідне відхилення коефіцієнтів теплопередачі  $\varepsilon_k = \Delta \bar{k}_l / \bar{k}_{0l} \leq 0$ , яке буде протилежним до  $\varepsilon_R$  критерієм (чим більше за модулем його значення, тим вища ефективність передавання енергії ТН)

$$\varepsilon_R = \Delta \bar{R}_l / \bar{R}_{0l} = -\varepsilon_k / (1 + \varepsilon_k) \leq \varepsilon_{R \max}^{\text{доп}}. \quad (3)$$

Як видно з формул (2), (3), задача розрахунку максимально допустимих значень  $\varepsilon_R(x)$  зводиться до знаходження залежностей  $\varepsilon_{\alpha(i)}(x)$  із відомих критеріальних рівнянь тепловіддачі при вимушеному русі ТН в трубах:  $Nu(\alpha) = f(Re, Pr, Gr)$ .

Крім того, через зменшення поперечного перерізу  $A = \pi r^2$  трубопроводу збільшується (при заданій об'ємній витраті  $v = \bar{w}A = \text{const}$ ) середня лінійна швидкість  $\bar{w}$  потоку ТН, що веде до росту гідравлічного опору, а отже, – додаткових затрат потужності  $N_t$  на подолання сил внутрішнього тертя в рідині.

Зокрема, для усталеного ламінарного руху справедливий закон Пуазейля

$$v = \frac{\pi r^4}{8\mu} \frac{\Delta p_t}{l} \Rightarrow N_t = v \Delta p_t = \frac{\pi r^4 l}{8\mu} \left( \frac{\Delta p_t}{l} \right)^2, \quad (4)$$

де  $\mu$  – динамічний коефіцієнт в'язкості рідини;  $\Delta p_t / l$  – лінійний перепад тиску, створюваний зовнішнім джерелом енергії (помпою):  $v = \text{const} \Rightarrow \Delta p_{\text{помпи}} = \Delta p_{\text{тертя}}$ .

Із формули (4) затрачувана на переміщення ТН лінійна потужність

$$N_t / l = \frac{8\mu}{\pi r^4} v^2 \sim r^{-4}, \quad (5)$$

звідки – аналогічно (3) – «гідравлічний» критерій енергоефективності

$$\varepsilon_N = \Delta N_t / N_{0t} = (1-x)^{-4} - 1 \leq \varepsilon_{N \max}^{\text{доп}} \quad (v = \text{const}). \quad (6)$$

Як видно з (2) та (6) критерії  $\varepsilon_R$  та  $\varepsilon_N$  взаємопов'язані, що обумовлює можливий вибір деякого «сумарного» критерію енергоефективності роботи системи «теплообмінник + помпа», зокрема,

$$\varepsilon = \varepsilon_R + \varepsilon_N. \quad (7)$$