

І. М. БІЛОБОРОВОДА, Ю. І. ОСЕНІН, І. І. СОСНОВ (Східноукраїнський національний університет ім. Володимира Даля, Луганськ)

ОЦІНКА ОСНОВНИХ ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДИСКОВОГО ГАЛЬМА ЛОКОМОТИВА

У статті виконано тепловий (конструктивний) розрахунок рідинно-повітряного рекуперативного теплообмінника з метою оцінного визначення площ теплообмінних поверхонь і витрат теплоносіїв, необхідних для розсіювання теплової енергії, що генерується дисковим гальмом локомотива.

В статье выполнен тепловой (конструктивный) расчет жидкостно-воздушного рекуперативного теплообменника с целью оценочного определения площадей теплообменных поверхностей и расходов теплоносителей, необходимых для рассеивания тепловой энергии, генерируемой дисковым тормозом локомотива.

In the article a thermal (constructive) calculation of the liquid-air recuperative heat exchanger is executed. Its purpose was an estimation of the areas of heat-exchange surfaces and the consumption of heat carriers necessary for dissipation of thermal energy generated by a locomotive disk brake.

Основною перешкодою для збільшення гальмової потужності дискового гальма локомотива, що накладає обмеження на діапазон швидкостей, при якому він застосовується, є інтенсивне тепловиділення у контакті гальмового диска з накладками. Температури сполучених поверхонь, при цьому, досягають сотень градусів (у деяких випадках до 1000 °С), що негативно впливає на ефективність і безпеку гальмування в цілому. Здатність самого гальмового диска розсіювати тепло за рахунок конвекції та випромінювання орієнтовно становить 10...25 % від загальної кількості теплової енергії, що генерується під час гальмування (для початкової швидкості гальмування 120 км/год і середньої температури в контакті гальмового диска з легованої сталі із накладками: 400...800 °С відповідно) [1].

У даній роботі розглянуто один з можливих варіантів збільшення частки тепла, відведеного при гальмуванні, за допомогою використання системи примусового (активного) охолодження, побудованої на базі рекуперативного теплообмінного апарату.

Для визначення перспектив такого рішення необхідно провести оцінку основних теплотехнічних параметрів системи охолодження дискового гальма локомотива. До цих параметрів відносяться: величина площі поверхні теплообміну та значення кінцевих температур теплоносіїв, що визначають кількість відведеного тепла. Їх можна знайти за допомогою теплового розрахунку зазначеного теплообмінного апарата.

Спосіб відбору тепла з області контакту і його передача гарячому теплоносієві, у загальному випадку за інших рівних умов, не буде впливати на роботу теплообмінного апарата. Тому проведемо оцінний тепловий розрахунок, не уточнюючи яким чином тепло передається гарячому теплоносієві, а його первісну температуру (на вході в теплообмінний апарат) будемо вважати відомою.

ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ТЕПЛООВОГО РОЗРАХУНКУ

У цей час найбільш часто використовуються два методи теплового розрахунку рекуперативних теплообмінних апаратів (далі теплообмінника): метод середнього температурного напору і метод теплової ефективності [2]. Для попередньої оцінки вибір методу не має принципового значення, тому зупинимося на першому варіанті.

Основними розрахунковими рівняннями є: рівняння теплопередачі:

$$Q = \int_0^F k_i \cdot \Delta t_i \cdot dF_i = k \cdot \Delta t \cdot F, \quad (1)$$

і рівняння теплового балансу:

$$Q_1 = Q_2 + \Delta Q,$$

де Q_1 , Q_2 – кількість теплоти, відданої гарячим і сприйнятої холодним теплоносіями відповідно;

ΔQ – втрати теплоти в навколишнє середовище.

$$Q_1 = G_1 \cdot \delta i_1 = G_1 \cdot c_{p1}(t_1' - t_1'');$$

$$Q_2 = G_2 \cdot \delta i_2 = G_2 \cdot c_{p2}(t_2'' - t_2'), \quad (2)$$

тут і далі індекс «1» відповідає гарячому теплоносієві (що переносить тепло від гальмового диску до теплообмінника), індекс «2» - холодному теплоносієві (охолоджуючому теплообмінник);

G_1, G_2 – масові витрати теплоносіїв;

$\delta i_1, \delta i_2$ – зміна ентальпій теплоносіїв;

c_{p1}, c_{p2} – питомі ізобарні теплоємності теплоносіїв;

t_1', t_1'' – температури гарячого теплоносія на вході і виході з теплообмінника відповідно;

t_2', t_2'' – температури холодного теплоносія на вході і виході з теплообмінника відповідно;

k – сумарний (повний) коефіцієнт теплопередачі теплообмінника;

F – теоретична площа поверхні теплообміну.

Рівняння (2) у такій формі можна використовувати за умови відсутності фазових перетворень теплоносія.

У якості перепаду температур Δt (температурного напору) у рівнянні (1) необхідно використовувати середньоінтегральну різницю температур теплоносіїв по довжині теплообмінника. Її значення залежить, за інших рівних умов, від схеми руху теплоносія в теплообміннику. Для випадку прототечії (гарячий і холодний теплоносії рухаються паралельно в одному напрямку) і протитечії (гарячий і холодний теплоносії рухаються паралельно назустріч один одному) існують аналітичні вирази, що приблизно визначають величину Δt [3]:

- прототечія:

$$\Delta t = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{\ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''}};$$

- протитечія:

$$\Delta t = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}}. \quad (3)$$

У теплообмінниках з перехресною й більш складною схемами руху теплоносіїв, рівняння для визначення величини Δt досить громіздкі. Тому їх представляють у вигляді графіків. Для ряду схем такі графіки наведені, наприклад, в [4]. З їхньою допомогою розрахунок середньо-

го температурного напору Δt здійснюється в такий спосіб. Спочатку за формулою (3) обчислюється значення Δt , як для чисто протитечійної схеми руху теплоносія, потім знаходять допоміжні величини P та R :

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}; \quad R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}. \quad (4)$$

За цими даними з відповідного графіка визначають величину поправки $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$, після чого середній температурний напір Δt знаходять за формулою:

$$\Delta t = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}}. \quad (5)$$

Для обчислення невідомих температур теплоносіїв на виході з теплообмінника, які необхідні для розрахунку величини Δt , використовують наступне співвідношення:

$$\frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{W_2}{W_1},$$

де W_1, W_2 – водяний еквівалент для гарячого і холодного теплоносіїв відповідно. У загальному випадку: $W = G \cdot c_p$, де G – масова витрата теплоносія.

Представлені вище рівняння дозволяють оцінити значення основних параметрів системи охолодження, побудованої на основі рекуперативного теплообмінника. Необхідно відзначити, що погрішність при використанні наведених вище розрахункових залежностей може досягати 10...25 %, що пояснюється їхньою придатністю для випадку ідеальних умов: чистих теплоносіїв, строго однакових умов обтікання поверхонь теплообміну, відсутності теплових втрат і т.д. Точна оцінка можлива тільки при експериментальному дослідженні. Однак для одержання попереднього результату дана методика цілком годиться, що підтверджується досвідом її використання при проектуванні теплообмінних апаратів [5].

ВИХІДНІ ДАНІ ТА РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ

Найпоширенішим теплоносієм, що застосовується в температурному інтервалі 0...95 °C (273...368 °K) і за нормального атмосферного тиску (~100 кПа), є вода. Її використання має ряд позитивних і негативних сторін, розгляд яких є окремою темою та виходить за рамки

даної роботи. Однак, за сукупністю теплофізичних властивостей і міркувань економічного та екологічного характеру, вода в зазначеному робочому діапазоні температур і тисків є оптимальним теплоносієм.

Також, для порівняння, як теплоносій розглянемо одну з розповсюджених сучасних охолодних рідин – водяний розчин пропіленгликолю ($C_3H_6(OH)_2$, варіант антифризу, також відомий, як харчова добавка E1520), об'ємна частка пропіленгликолю в розчині 47 %. Це відповідає нижній температурі експлуатації теплоносія – 30 °C (243 °K).

Для охолодження гарячого теплоносія будемо використовувати атмосферне повітря.

У якості робочих температур були обрані наступні значення: $t_1' = 90$ °C (363 °K) – температура гарячого теплоносія (води або пропіленгликолю) на вході в теплообмінник; $t_1'' = 40$ °C (313 °K) – температура гарячого теплоносія на виході з теплообмінника; $t_2' = 25$ °C (298 °K) – температура холодного теплоносія (повітря) на вході в теплообмінник.

В якості робочого тиску для теплоносіїв було використано значення: $1,014 \cdot 10^5$ Па (760 мм рт. ст., абсолютне значення).

У тепловому розрахунку враховувався вплив температури на властивості теплоносіїв (питомої маси та ізобарної теплоємності).

Один з основних параметрів, що визначають кількість теплової енергії, переданої гарячим теплоносієм холодному – їхня витрата. Використовувані в розрахунках значення витрат теплоносіїв обрані таким чином, щоб забезпечити відвід теплової енергії в діапазоні до 100 кВт, це становить приблизно 50 % теплової енергії, що генерується гальмовим диском при гальмуванні з початковою швидкістю 120 км/год [1, 6].

Величина коефіцієнта теплопередачі k , що входить у формулу (1), змінювалася в діапазоні 10...40 Вт/(м²·К), що згідно даним [2, 5] відповідає середньому діапазону значень даного коефіцієнта при теплообміні між зазначеними рідинами та повітрям.

Для попереднього урахування неідеальності умов роботи реального теплообмінника отримані значення площ теплообміну були збільшені на 20 % (згідно рекомендацій [4, 5]).

У якості схем руху теплоносіїв використалися два основних варіанти: прямотечія і протитечія. Для перехресного струму і більш складних схем обумовлені параметри теплового розрахунку будуть мати проміжні значення між

такими, що отримані у випадках прямотечії і протитечії.

Результати розрахунків з визначення площі поверхні теплообміну залежно від кількості відведеної теплової енергії, при постійних значеннях коефіцієнту теплопередачі k , показані на рис. 1.

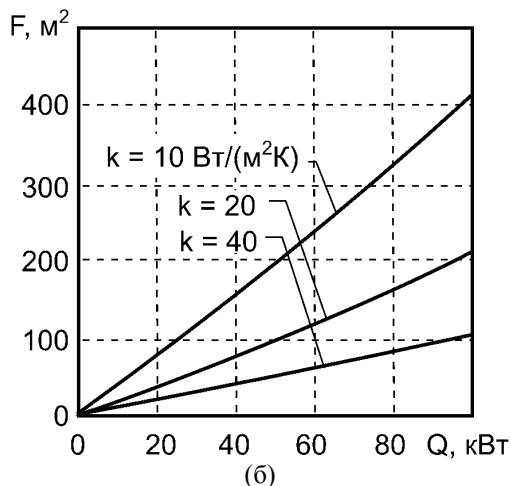
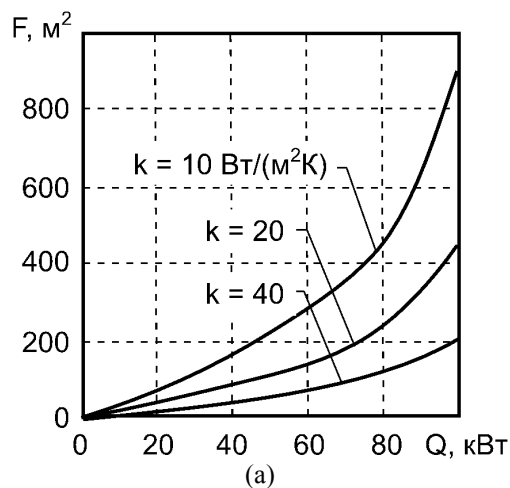


Рис. 1. Площа поверхні теплообміну залежно від кількості теплової енергії, що відводиться, за різних значень коефіцієнту теплопередачі для прямотечії (а) і протитечії (б)

Вигляд залежностей, показаних на рис. 1, є практично ідентичним для обох гарячих теплоносіїв (різниця не перевищує 3 % при максимальних витратах теплоносіїв). Це пояснюється тим, що хоча ізобарна теплоємність води вище такої у пропіленгликолю, останній має більшу за тих самих умов питому масу.

Використовувані значення витрат теплоносіїв змінювалися в межах: $2 \cdot 10^{-5}$... $5 \cdot 10^{-4}$ м³/с (0,02...0,53 кг/с), для гарячого теплоносія і 1,39...6,11 м³/с (1,65...6,58 кг/с) для холодного теплоносія.

Для відводу 100 кВт теплової енергії необхідні максимальні із зазначених вище значень

витрат теплоносіїв. Співвідношення масових витрат гарячого і холодного теплоносіїв, необхідне для відводу заданої кількості теплової енергії, показано на рис. 2.

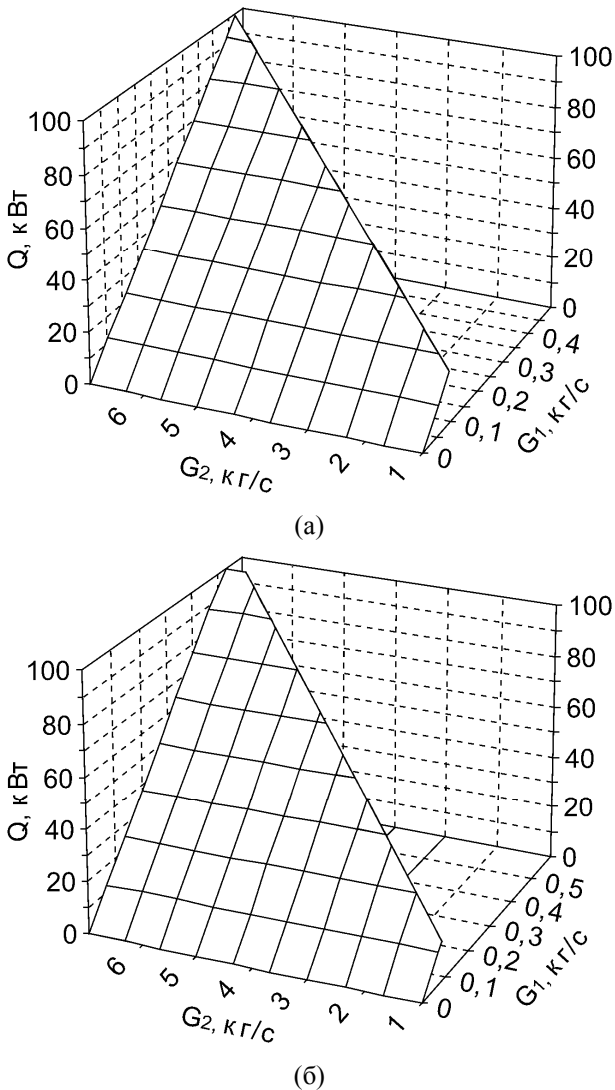


Рис. 2. Залежність теплової енергії, що відводиться, від масових витрат холодного (G_1) і гарячого (G_2) теплоносіїв: а) вода; б) пропіленгліколь

Видно, що за інших рівних умов вода дозволяє відводити більшу кількість теплової енергії порівняно з пропіленгліколем (приблизно на 10 %). Дані графіки також дозволяють визначити мінімальне співвідношення масових витрат теплоносіїв, необхідних для передачі заданої кількості теплової енергії.

Для перехресної схеми руху теплоносіїв поравочний коефіцієнт $\varepsilon_{\Delta t}$, обумовлений значенням величин (4), близький до одиниці для заданих вихідних даних. Отже, середній температурний напір Δt , що обчислюють за рівнянням (5), для перехресної схеми руху теплоносіїв

та інші параметри теплового розрахунку відповідають таким для розглянутого випадку протитечії.

Розрахункове значення температури холодного теплоносія на виході з теплообмінника t_2'' за розглянутих умов перебувало у межах 26...40 °С (299...313 °К).

ВИСНОВКИ

Результати оцінних теплових розрахунків дозволяють зробити висновок про те, що використовуючи у якості теплоносіїв воду або близьку до неї за теплофізичними властивостями рідину з максимальною температурою 90 °С (363 °К), охолоджувану атмосферним повітрям при початковій його температурі 25 °С (298 °К), для розсіювання 100 кВт теплової енергії необхідна площа поверхні теплообміну у випадку прямої схеми 190...960 м² (коефіцієнт теплопередачі змінюється в межах 10...40 Вт/(м²·К), витрата рідини 2·10⁻⁵...5·10⁻⁴ м³/с, витрата повітря 6,11 м³/с). Для випадку протитечії та перехресної схем руху теплоносіїв 100...420 м² за тих самих умов. Прямоточна схема, у цьому випадку, не виправдовує свого використання.

Необхідно враховувати, що значення коефіцієнтів теплопередачі, використовувані вище, дані для умов рівності площ поверхонь теплообміну, що омиваються гарячим і холодним теплоносіями (наприклад, гарячий теплоносій рухається в тонкостінних трубах, які зовні омиває холодний теплоносій) і стаціонарному режимі роботи. Таким чином, оцінені найбільші можливі значення площ, необхідних для відводу теплової енергії, що генерується гальмовим диском локомотива та накладкою (за умови відсутності забруднень поверхонь теплообміну та рідин). Для поверхонь теплообміну більш складних форм (наприклад з розвиненим орбренням) коефіцієнт теплопередачі може бути більше вказаних вище значень, відповідно, у тому ж відношенні зменшиться площа поверхні теплообміну, необхідна для відводу тієї ж кількості теплової енергії. Ці поверхні теплообміну можуть бути досить компактними для розміщення на локомотиві, а частка тепла, що відводиться, істотна. Наприклад, відвід 50 кВт (це становить, приблизно, 25 % від загальної кількості теплової енергії, що генерується гальмовим диском при гальмуванні з початковою швидкістю 120 км/год), за описаних вище умов, може бути забезпечений рідинно-повітряним теплообмінником із наступними габаритами:

0,340 × 0,875 × 0,925 м (площа поверхні 82 м², коефіцієнт теплопередачі 38 Вт/(м²·К), маса порожнього 90 кг) при використанні вентилятора з продуктивністю 4750 м³/год (за даними фірми Hans Guntner, Німеччина) і витратою гарячого теплоносія (води) 1,02 м³/год. Можливі й більш компактні рішення.

У результаті, можна констатувати, що відвід теплової енергії, яка генерується при гальмуванні дисковим гальмом локомотива, цілком можливий (з теплотехнічних позицій) за рахунок системи активного рідинно-повітряного охолодження. Прогнозований позитивний ефект виправдовує роботи в цьому напрямку.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Білобородова, І. М. Оцінка здатності гальмівного диска локомотива розсіювати тепло [Текст] / І. М. Білобородова // Вісник Східноукр. нац. ун-

- ту. ім. В. Даля. – 2008. – № 8 (126), Ч. II. – С. 190-197.
2. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника [Текст] : справочник / под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1991.
3. Теплотехника [Текст] / В. Н. Луканин и др.; под ред. В. Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 2000. – 671 с.
4. Михеев, М. А. Основы теплопередачи [Текст] / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – 2-е изд. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
5. Виноградов, С. Н. Выбор и расчет теплообменников [Текст] / С. Н. Виноградов, К. В. Таранцев, О. С. Виноградов. – Пенза: Пензенский гос. ун-т, 2001. – 100 с.
6. Potential and limits of opportunities of the block brake [Текст] / H.-R. Ehlers et al. // Glasers Annalen. – 2002. – # 6/7. – S. 290-300.

Надійшла до редколегії 18.03.2009.

Прийнята до друку 09.04.2009.