

УДК 621.57

В. Ф. ЧЕГРИНЦЕВ<sup>1</sup>, Б. В. ДЫМО<sup>2</sup>, А. Н. РАДЧЕНКО<sup>2</sup><sup>1</sup> ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект", Украина<sup>2</sup> Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина

## МЕТОД ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ УТИЛИЗАЦИОННЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Предложен метод интегральной оценки использования в различных системах рекуперативных теплообменников, утилизирующих потенциал тепла (холода) вторичных ресурсов основных теплообменников, обеспечивающих необходимые рабочие циклы энергетических установок. При этом решают задачу выбора целесообразных типов поверхности для рекуперативных и основных теплообменников, а также схем включения рекуперативных теплообменников в систему энергоустановки. Метод базируется на функции полезности как интегральной характеристике теплообменника, учитывающей затраты на теплообменную поверхность и мощность, затраченную на циркуляцию рабочих сред.

**Ключевые слова:** рекуперативный теплообменник, функция полезности, поверхность теплообмена, степень рекуперации.

### 1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Рост цен на энергетические ресурсы (жидкое топливо, газ, уголь и др.) стимулирует необходимость их экономного использования в различных технических системах, и прежде всего вырабатывающих в процессе своей эксплуатации вторичные энергоресурсы: холодный и горячий воздух, другие газы, воду, пар. Для этого во многих системах применяют утилизационные рекуперативные теплообменники (РТ) [1–6], позволяющие использовать потенциал тепла или холода вторичных ресурсов, в том числе и после основных теплообменников, обеспечивающих необходимые рабочие циклы энергетических установок. Наличие альтернативных типов теплообменных поверхностей вызывает необходимость решения задачи выбора целесообразного варианта РТ. Современные компьютерные и информационные технологии позволяют не только расши-

рить диапазон исследуемых характеристик РТ, но использовать также для оценки их эффективности обобщающие критерии, отражающие затраты, связанные с реализацией положительного эффекта.

**Цель** исследования – разработка метода интегральной оценки использования рекуперативных теплообменников.

### 2. Результаты исследования

Включение РТ в систему осуществляется, как правило, по двум схемам:

1) с двумя разными или одинаковыми теплообменными средами (основной и дополнительной), омывающими разные герметично разделенные одно- или разнотипные поверхности (рис. 1,а);

2) с одной средой, омывающей сначала теплообменную поверхность РТ с одной стороны, а потом (после использования в основном теплообменнике (ОТ) – с другой стороны (рис. 1).

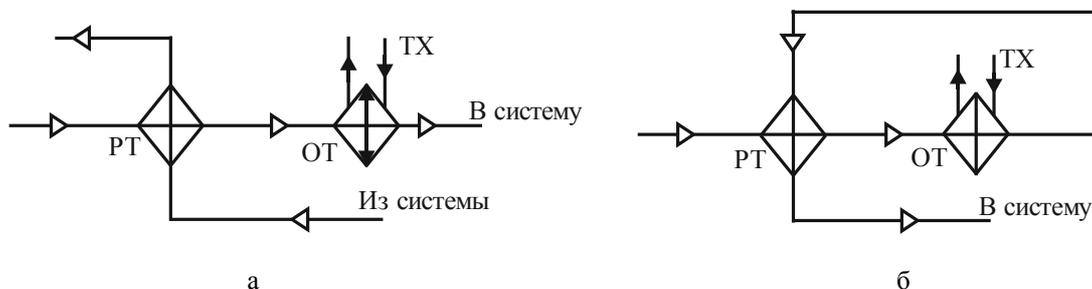


Рис. 1. Схемы включения РТ в систему при подаче теплоносителя ТХ в основной теплообменник ОТ

Для первого этапа оценки – технической целесообразности предварительного выбора типа поверхности или их комбинации в РТ и ОТ для системы можно использовать рекомендации и основные положения теории полезности. Для этого путем логического анализа выбираются интегральные технические характеристики системы, входящие в сформированную расчетную функцию полезности  $\Phi_{(n)}$  аддитивной или мультипликативной формы. Величина  $\Phi_{(n)}$  должна увеличиваться при улучшении каждой выбранной технической характеристики. Из анализа рекомендаций ясно, что для теплообменника могут использоваться в принципе две интегральные характеристики, отражающие косвенно затраты на саму теплообменную поверхность и затраченную мощность при движении рабочих сред с учетом изменения расхода потребляемой энергии на получение теплохладоносителя (ТХ). Это величины удельного теплового потока  $q_F$  (заданная общая тепловая нагрузка теплообменника  $Q_{то}$ , при расходе среды  $G = \text{const}$ , отнесенная к площади поверхности теплообмена  $F_{то}$ ) и коэффициент использования мощности  $k = 1/N$ , где  $N$  – суммарная мощность, затрачиваемая на перемещение всех рабочих сред через РТ и ОТ.

При расчете  $Q_{то}$  следует учесть, что она распределяется на  $Q_{рт}$  и  $Q_{от}$  в соответствии с принятой степенью рекуперации  $P$ , представляющей отношение количества воспринятого тепла в РТ  $Q_{рт}$  к теоретически максимально возможному.

Для сравнения разных типов поверхностей предложена форма функции полезности  $\Phi_{(n)}$  в виде величины

$$\Phi_{(n)} = \sum_{i=1}^n q_{F_i} \cdot k_i \rightarrow \max.$$

После преобразования и подстановки с учетом изменяющейся величины  $\bar{N}_0$  – дополнительного сокращения относительных затрат (мощности или тепла) на выработку хладо- или теплоносителя для ОТ получим развернутое выражение для  $\Phi_{(n)}$

$$\Phi_{(n)} = \left( \frac{Q_{рт}}{F_{рт1}} \cdot \frac{1}{N_1} + \frac{Q_{рт}}{F_{рт2}} \cdot \frac{1}{N_2} + \frac{Q_{от}}{F_{от1}} \cdot \frac{1}{N_3} + \frac{Q_{от}}{F_{от2}} \cdot \frac{1}{N_4} \right) + \bar{N}_0$$

или

$$\Phi_{(n)} = \left[ Q_{рт} \left( \frac{1 \cdot \rho_1 \cdot \eta_1}{F_{рт1} G_1 \Delta P_1} + \frac{1}{F_{рт2}} \cdot \frac{\rho_2 \cdot \eta_2}{G_2 \Delta P_2} \right) + Q_{от} \left( \frac{1 \cdot \rho_3 \cdot \eta_3}{F_{рт1} G_3 \Delta P_3} + \frac{1}{F_{от2}} \cdot \frac{\rho_4 \cdot \eta_4}{G_4 \Delta P_4} \right) \right] + \bar{N}_0,$$

где  $\rho_1 \cdot \eta_1$ ;  $\rho_2 \cdot \eta_2$ ;  $\rho_3 \cdot \eta_3$ ;  $\rho_4 \cdot \eta_4$  – произведения плотности сред в РТ и ОТ на к.п.д. нагнетателей, перемещающих рабочие среды с четырех сторон;  $G_1 \dots G_4$  – расходы сред через РТ и ОТ;  $\Delta P_1 - \Delta P_4$  – аэродинамические сопротивления рабочих сред в РТ и ОТ.

Для ОТ

$$\bar{N}_0 = \frac{N_0 - N_{от}^{рт}}{N_0}, \text{ или } \bar{N}_0 = 1 - \frac{N_{от}^{рт}}{N_0},$$

где  $N_0$  – мощность, затрачиваемая компрессором для обеспечения хладоносителем ОТ в системе без РТ;  $N_{от}^{рт}$  – мощность, затрачиваемая компрессором для обеспечения хладоносителем ОТ при наличии РТ (при заданной степени рекуперации  $P$ ).

$$\text{Величины } N_0 = \frac{Q_{то}}{\varepsilon_0} \text{ и } N_{от}^{рт} = \frac{Q_{от}^{рт}}{\varepsilon_{рт}}, \text{ где}$$

$Q_{то}$  – полная тепловая нагрузка на ОТ (без использования РТ);  $\varepsilon_0$  и  $\varepsilon_{рт}$  – соответственно холодильный коэффициент цикла холодильной машины в варианте при отсутствии РТ и холодильный коэффициент машины с наличием РТ.

При изменении параметров циклов в сравниваемых вариантах (с наличием РТ и без РТ) необходимые значения холодильного коэффициента с наличием РТ и без РТ можно принять равными теоретическим холодильным коэффициентам  $\varepsilon_t$ , рассчитанным для теоретических холодильных циклов.

Ориентировочно величина холодильного коэффициента может составлять 1,5 – 2,5 (для систем микроклимата).

После подстановки в  $\bar{N}_0$  получим

$$\bar{N}_0 = 1 - \frac{Q_{от}^{рт}}{Q_{то}}$$

На рис. 2 величина  $Q_{то} = G_1(I_1^h - I_3^k) = \text{const}$ , где  $I_1^h$  и  $I_3^k$  – начальная энтальпия рабочей среды на входе в теплообменник и конечная энтальпия среды на выходе из ОТ. Величина  $Q_{от}^{рт} = G_1(I_2^h - I_3^k)$ , где  $I_2^h$  и  $I_3^k$  – величины энтальпии среды на выходе из РТ (при температуре  $t_2 = t_1 - P(t_1 = t_n)$ ) и ТО.

Процессы 1-2" и 2"-3 теоретически предельные для РТ и ОТ (при  $P = 1$ ).

При использовании РТ в системе с ОТ-нагревателем вентиляционного воздуха изменение относительной величины тепловых затрат (процессы показаны пунктиром на рис. 2).

$$\bar{N}_H = \frac{Q'_H - Q_{от}^{пт_1}}{Q'_H} = 1 - \frac{Q_{от}^{пт_1}}{Q'_H},$$

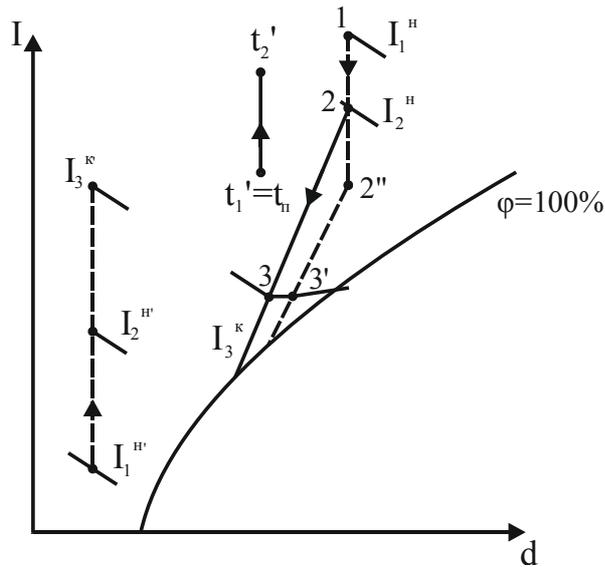


Рис. 2. Процессы охлаждения воздуха в системе машинной вентиляции в I-d диаграмме в РТ и ОТ:  
1-2 – в РТ; 2-3 – в ОТ

где  $Q_{от}$  – затраты на ОТ в системе без использования РТ;  $Q_{от}^{P_{т1}}$  – затраты тепла на ОТ в системе с использованием РТ при заданном  $P$ ;

$$Q_{от}' = G_1 \cdot (I_3^k - I_1^H) = \text{const},$$

$$Q_{от}^{P_{т1}} = G_1 \cdot (I_3^k - I_2^H)$$

при  $A = \frac{a_1 F_{p_{т1}}}{10^3 G_1 c_{вп}}$ , где  $t_1, t_2$  – температуры основной среды на входе и выходе из РТ;  $c_{вп}$  – теплоемкость основной среды.

При использовании в ТО жидких теплоносителей расчетная величина гидравлического сопротивления должна учитывать скорость рабочей среды в каналах  $w_c$ , коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  и местных потерь  $\xi$ , эквивалентный диаметр  $d_э$ , вязкость жидкости, кинематическую  $\nu$  и общую длину последовательно расположенных каналов  $l$  от входа до выхода жидкой среды из ТО.

Таким образом, подставив значения констант и коэффициентов всех расчетных величин в выражение для  $\Phi_{(n)}$ , можно определить вариант целесообразного типа теплообменной поверхности и сочетание типов для РТ и ОТ, которым соответствует максимальное значение функции полезности и которые обеспечат при использовании в технической системе достаточно высокий удельный тепловой поток при минимальном или близком к нему расхо-

де энергии (электроэнергии или высокопотенциальной тепловой энергии).

Используя данные для разного типа поверхностей [1–3] для двух вариантов РТ: пластинчато-пластинчатых ПП и термосифонов Тс; для трех вариантов ОТ: гладкотрубных ГТ, трубчато-пластинчатых ТП и трубок, оребренных сетками ОС, были получены значения функции полезности  $\Phi_{(n)}$  для сочетаний типов РТ: I – ПП-ГТ; ПП-ТП, ПП-ОС, и ОТ: II – Тс-ГТ; Тс-ТП; Тс-ОС.

Расчеты производились при трех степенях рекуперации  $P = 0,1; 0,5$  и  $0,9$  для варианта использования РТ в системе общесудовой вентиляции и технического осушения воздуха.

Результаты расчетов показали, что для первой группы I сочетаний РТ и ОТ наиболее целесообразно: ПП-ОС ( $\Phi_{(n)} = 0,84/0,68$ ), хуже вариант ПП-ГТ ( $\Phi_{(n)} = 0,78/0,64$ ) и ПП-ТП ( $\Phi_{(n)} = 0,73/0,54$ ); для второй группы II: Тс-ОС ( $\Phi_{(n)} = 0,88/0,74$ ); хуже Тс-ГТ ( $\Phi_{(n)} = 0,8/0,7$ ) и Тс-ТП ( $\Phi_{(n)} = 0,76/0,6$ ), при степенях рекуперации  $0,5/0,9$ . Причем при увеличении степени рекуперации от  $0,1$  до  $0,9$ , как правило, существенно увеличивается величина необходимой поверхности теплообмена РТ при слабо меняющейся уменьшающейся величине поверхности ОТ. А это приводит к уменьшению  $\Phi_{(n)}$ . Окончательный выбор типа поверхности при оптимальной степени рекуперации производится на базе технико-экономического анализа с использованием приведенных затрат как целевой функции.

## Выводы

Предложен метод оценки технической целесообразности использования разных типов теплообменных поверхностей на базе функции полезности, который может быть применен для интегральной оценки эффективности использования рекуперативных и основных теплообменников в различных системах утилизации тепла. Приведены результаты расчета целесообразных вариантов сочетаний рекуперативных и основных теплообменников при разных степенях рекуперации.

## Литература

1. Чегринцев, В. Ф. Оценка эффективности использования термосифонных теплообменников для утилизации теплоты в рекуператорах газотурбинной установки [Текст] / В. Ф. Чегринцев, А. Б. Дымо // Зб. наук. праць НУК. – Миколаїв : НУК, 2009. – №1 (424). – С. 141–147.
2. Чегринцев, В. Ф. Оценка технической целесообразности использования разных типов теплообменной поверхности газовых рекуперативных теплообменников [Текст] / В. Ф. Чегринцев,

А. Б. Дымо // Зб. наук. праць НУК. – Миколаїв : НУК, 2008. – № 4 (421). – С. 86–92.

3. Долганов, Ю. А. Термосифонный икономайзер-воздухоподогреватель для котельных агрегатов малой мощности [Текст] / Ю. А. Долганов, А. А. Епифанов, Б. В. Дымо // Зб. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2012. – № 1 – С. 66–72.

4. Федоровский, К. Ю. Анализ эффективности замкнутых систем охлаждения энергетических установок судов [Текст] / К. Ю. Федоровский, В. В. Ениватов // Сб. науч. трудов НУК. – Николаев : НУК. – № 5-6, 2013. – С. 4–8.

5. Optimization of Gas Turbine Cogeneration System for Various Heat Exchanger Configurations [Text] / M. Costea, M. Feidt, G. Alexandru, D. Descieux // Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP Energies nouvelles, 2012. – No. 3 (67). – P. 517. – 535.

6. Optimisation des cycles combines gaz/vapeur avec un ou deux niveaux de pression et chaudiere a surface d'echange imposee [Text] / V.E. Cenus, M. Feidt, R. Benelmir, A. Badea // Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, 2006. - Vol. 61, No. 2. – P. 225-235.

Поступила в редакцию 4.04.2014, рассмотрена на редколлегии 18.11.2014

**Рецензент:** д-р техн. наук, профессор М. Г. Хмельнюк, Одесская национальная академия пищевых технологий, Одесса.

### МЕТОД ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ УТИЛІЗАЦІЙНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ

*В. Ф. Чегринцев, Б. В. Дымо, А. М. Радченко*

Запропоновано метод інтегральної оцінки використання в різних системах рекуперативних теплообмінників, що утилізують потенціал тепла (холоду) вторинних ресурсів основних теплообмінників, які забезпечують необхідні робочі цикли енергетичних установок. При цьому вирішують задачу вибору доцільних типів поверхні для рекуперативних і основних теплообмінників, а також схем включення рекуперативних теплообмінників в систему енергоустановки. Метод базується на функції корисності як інтегральній характеристиці теплообмінника, яка враховує витрати на теплообмінну поверхню та потужність, витрачену на циркуляцію робочих середовищ.

**Ключові слова:** рекуперативний теплообмінник, функція корисності, поверхня теплообміну, ступінь рекуперації.

### THE METHOD OF ESTIMATION OF EFFICIENCY OF THE USE OF WASTE HEAT RECOVERY HEAT EXCHANGERS

*V. F. Chegrincev, B. V. Dymo, A. N. Radchenko*

The method of integral estimation of the use of recuperative heat exchangers that utilize the potential of heat (cold) of secondary resources from the main heat exchangers, providing necessary working cycles of power plants, in various systems is proposed. With this the task of choosing the rational type of surface for recuperative and main heat exchangers and also the schemes of integration of recuperative heat exchangers into the system of power plant is solved. The method is based on the function of usefulness as integral characteristic of heat exchanger, that takes into account the price of heat surface and power for circulation of working fluid.

**Key words:** recuperative heat exchanger, function of usefulness, heat surface, recuperative number.

**Чегринцев Валентин Феликсович** – конструктор, ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект", Николаев, Україна, e-mail: andrad69@mail.ru.

**Дымо Борис Васильевич** – канд. техн. наук, проф., зав. кафедрой технической теплофизики и судовых парогенерирующих установок Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина.

**Радченко Андрей Николаевич** – канд. техн. наук, доц., доц. кафедры кондиционирования и рефрижерации, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.