

УДК 621.565

Моделирование процессов теплопереноса в котле-утилизаторе термосифонного типа

Н. М. Савченкова, В. Я. Сасин, Д. А. Кравцов, С. А. Петриков, К. А. Гончаров

Сведения об авторах

Савченкова Наталья Михайловна — кандидат технических наук, доцент кафедры Теплообменных процессов и установок МЭИ, e-mail: savchenkovanm@mpei.ru

Сасин Владимир Яковлевич — кандидат технических наук, профессор кафедры Теплообменных процессов и установок МЭИ

Кравцов Дмитрий Алексеевич — студент кафедры Теплообменных процессов и установок МЭИ

Петриков Сергей Анатольевич — кандидат технических наук, заместитель генерального директора по науке ОАО «Дорогобужкотломаш»

Гончаров Константин Анатольевич — руководитель центра тепловых труб ФГУП «НПО им. С.А. Лавочкина»

Развитие исследований в области разработки энергосберегающих технологий и соответствующего оборудования в различных областях техники, в том числе в теплоиспользующих установках и производствах, активно начато примерно с 70-х гг. XX в. В частности, особое внимание уделялось двухфазным замкнутым термосифонам (ДЗТ), функционирующим по замкнутому испарительно-конденсационному циклу без использования циркуляционных нагнетателей теплоносителя.

Рассмотрена возможность использования теплоты отходящих газов основного котельного агрегата системы отопления для подогрева воды обратной линии в котле-утилизаторе на термосифоне с отдельными блоками испарения и конденсации теплоносителя (воды). Котел-утилизатор с термосифоном предназначен для эффективного использования вторичного источника энергии. Закрытый термосифон используется как устройство, обеспечивающее передачу теплоты от дымовых газов к холодной воде в результате испарительно-конденсационного цикла. Пучок труб термосифона передает теплоту от дымовых газов к рабочей жидкости через стенку. Устройство может входить в состав различных систем теплоснабжения. Котел-утилизатор позволит повысить энергетическую эффективность технологических процессов.

Несмотря на то, что утилизатор выглядит как теплообменник с промежуточным теплоносителем и характеризуется несколько повышенным по отношению к рекуперативному теплообменнику термическим сопротивлением, перспективность применения подобной конструкции обосновывается следующими факторами:

незначительным увеличением термического сопротивления из-за высокой интенсивности процессов испарения и конденсации и возможности трансформации теплового потока в зоне нагрева сетевой воды;

повышением экологической безопасности системы отопления за счет снижения вероятности проникновения агрессивных серосодержащих дымовых газов в основную сеть при нарушении коррозионной стойкости материала теплообменника;

возможностями снижения гидравлического сопротивления канала сетевой нагреваемой воды путем выбора необходимой геометрии проточной части, выноса конденсатора-водонагревателя за пределы агрессивной газовой среды, использования в качестве конструкционных материалов теплообменника отходов технологического производства котлостроительного завода.

Ключевые слова: энергосберегающая технология; котел-утилизатор; двухфазный замкнутый термосифон; интенсивность теплообмена; сопряженный тепло- и массопереносы.

Modeling the heat transfer processes in a thermosyphon-type heat recovery boiler

N. M. Savchenkova, V. Ya. Sasin, D. A. Kravtsov, S. A. Petrikov, K. A. Goncharov

Information about authors

Savchenkova Natalia M. — Ph.D. (Techn.), Assistant Professor of Heat-and-Mass Transfer Processes and Installations Dept., MPEI, e-mail: savchenkovanm@mpei.ru

Sasin Vladimir Ya. — Ph.D. (Techn.), Professor of Heat-and-Mass Transfer Processes and Installations Dept., MPEI

Kravtsov Dmitriy A. — Student of Heat-and-Mass Transfer Processes and Installations Dept., MPEI

Petrikov Sergey A. — Ph.D. (Techn.), Deputy General Director for Science of «Dorogobuzhкотломаш»

Goncharov Konstantin A. — Head of the Center of the Heat Pipes FSUE «NPO Lavochkin»

Active investigations on elaborating energy-saving technologies and related equipment in different fields of technology, including heat consuming installations and production processes, were commenced approximately since the 1970s. In particular, special attention was paid to closed two-phase thermosyphons operating in accordance with a closed evaporation-condensation cycle without using coolant circulating pumps.

The article considers the possibility of using the heat of flue gases from the heating system's main boiler unit for heating the return line water in a thermosyphon-based heat-recovery boiler having separate modules for evaporating and condensing the coolant (water). The heat-recovery boiler with a thermosyphon is intended for efficiently using the secondary source of energy. The closed thermosyphon is used as a device for transferring heat from flue gases to cold water via the evaporation--condensation cycle. The thermosyphon's tube bundle transfers heat from flue gases to the working fluid through the wall. The device can be used as part of various heat supply systems. Application of the heat-recovery boiler can make a number of technological processes more energy efficient.

Despite the fact that the heat-recovery boiler is essentially a heat exchanger with an intermediate coolant and has a somewhat higher thermal resistance as compared with that of a regenerative heat exchanger, the prospects of using such a design are substantiated by the following factors:

the device has only a slightly higher thermal resistance due to high intensity of the evaporation and condensation processes, and owing the possibility of transforming the heat flux in the network water heating zone;

the heating system becomes more environmentally friendly owing to a lower probability of the ingress of corrosive sulfur-containing flue gases into the main system in case of degraded corrosion resistance of the heat exchanger material; and

there are possibilities to reduce the pressure drop in the heated network water channel by properly choosing the flow path geometry, to shift the water heating condenser beyond the boundaries of the corrosive gaseous medium, and to use process production wastes from the boiler manufacturing plant as the heat exchanger structural material.

Key words: energy-saving technology, heat-recovery boiler, closed two-phase thermosyphon, heat transfer intensity, conjugate heat and mass transfer.

Тепловая модель и конструктивные особенности котла-утилизатора с двухфазным замкнутым термосифоном

Котел-утилизатор — котельный агрегат, который использует теплоту отходящих газов. Применение термосифона в котле-утилизаторе позволит использовать эффективный испарительно-конденсационный цикл для передачи теплоты отходящих газов воде обратной линии централизованной системы отопления или питательной воды системы горячего водоснабжения.

Замкнутый термосифон является теплопередающим устройством водогрейного котла, обеспечиваю-

щим перенос теплоты от дымовых газов к холодной воде в результате испарительно-конденсационного цикла (рис. 1). Он представляет собой замкнутый контур с отдельными зонами испарения и конденсации, выполненный в виде моноблока с выносным конденсаторопроводом (рис. 1, а) или в виде отдельных зон испарения и конденсации с выносным паропроводом и конденсаторопроводом (рис. 1, б).

Испаритель состоит из пучка плоских оребренных снаружи труб 4, являющихся основными элементами, в которых происходит передача теплоты от дымовых газов, обдувающих трубки снаружи, к рабочей жидкости (воде) через стенку, в результате чего внутри трубок происходит фазовый переход.

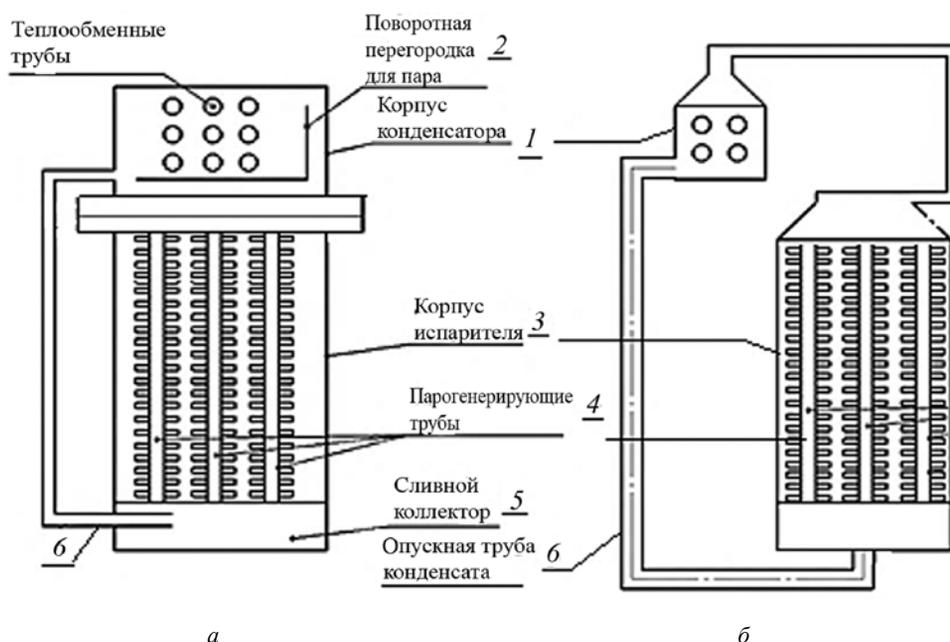


Рис. 1. Котел-утилизатор с термосифоном, выполненный в виде моноблока (а) и с отдельными зонами испарения и конденсации (б)

Пар поступает в конденсатор 1, в котором размещен пучок гладких труб, внутри которых до нужной температуры, например температуры горячего водоснабжения, нагревается вода за счет конденсации пара, поступающего из трубок термосифона.

Трубки термосифона выполнены со штырьковым оребрением для интенсификации процесса теплообмена дымовых газов со стенками трубки. Штыри расположены в шахматном порядке, их длина 10 мм, диаметр — 5 мм. Трубки испарителя и конденсатора закрепляются в трубных решетках.

Конденсат через опускные трубы 6 поступает в сливной коллектор 5, откуда естественным путем из-за разности давлений подается в трубки термосифона 4. Таким образом, осуществляется циркуляция рабочей жидкости.

Тепловая нагрузка, т. е. производительность, и температура пара при кипении и конденсации жидкости в описанной выше конструкции зависят от величин поверхностей и интенсивности теплопередачи в зонах испарения и конденсации, температур и расходов горячего и холодного теплоносителей.

Наличие одновременного протекания процессов теплопереноса, имеющих различные механизмы (конвекция, теплопроводность, кипение и конденсация), требует постановки задачи расчета параметров назначения — тепловая нагрузка Q , температура пара $T_{\text{п}}$ — в сопряженной интерпретации.

Математическая модель теплопереноса в ДЗТ с отдельными зонами испарения и конденсации

Процесс переноса теплоты от горячего к холодному теплоносителю может быть представлен в виде последовательного переноса через участки, отличающиеся геометрией или механизмом теплопереноса, как схематично трансформированная тепловая модель, показанная на рис. 2.

В соответствии с рис. 2, перенос теплоты в ДЗТ описывается системой уравнений.

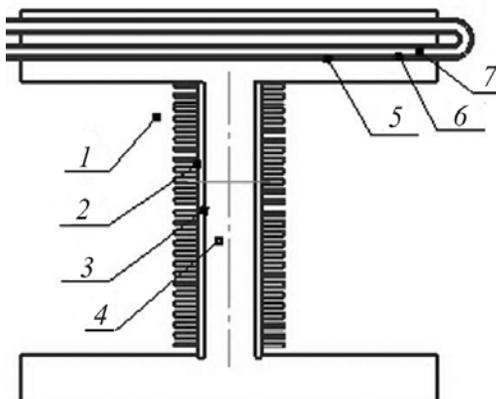


Рис. 2. Обобщенная тепловая модель ДЗТ

Участок 1–2. Конвективный перенос теплоты от дымовых газов к оребренной стенке испарителя:

$$Q_{1-2}^{\text{с}} = \alpha_{\text{дг}} \eta_{\text{ор}} F_{\text{и}}^{\text{нар}} (\bar{T}_{\text{г}} - T_2), \quad (1)$$

где $\alpha_{\text{дг}}$ — конвективный коэффициент теплоотдачи дымовых газов при обтекании пучка оребренных труб дымовыми газами; $\eta_{\text{ор}}$ — эффективность оребренной поверхности; $F_{\text{и}}^{\text{нар}}$ — полная поверхность испарителя; $\bar{T}_{\text{г}}$ — средняя температура дымовых газов; T_2 — температура стенки, несущей оребрение.

Участок 2–3. Теплопроводность через разделительную стенку в испарителе:

$$Q_{2-3}^{\text{с}} = \lambda_{\text{ст}} / \delta_{\text{ст}} F_{\text{и}} (T_2 - T_3), \quad (2)$$

где $\lambda_{\text{ст}}$, $\delta_{\text{ст}}$ — теплопроводность и толщина стенки испарителя, соответственно; $F_{\text{и}}$ — поверхность испарителя, несущая оребрение; T_3 — температура внутренней поверхности стенки испарителя.

Участок 3–4. Фазовый переход на внутренней поверхности испарителя:

$$Q_{3-4}^{\text{с}} = \alpha_{\text{кип}} F_{\text{и}} (T_3 - T_{\text{п}}), \quad (3)$$

где $\alpha_{\text{кип}}$ — конвективный коэффициент теплоотдачи при фазовом переходе.

Участок 4–5. Конденсация пара на пучке горизонтальных труб:

$$Q_{4-5}^{\text{с}} = \bar{\alpha}_{\text{конд}} F_{\text{к}}^{\text{нар}} (T_{\text{п}} - T_5), \quad (4)$$

где $\bar{\alpha}_{\text{конд}}$ — средний по высоте пучка труб в конденсаторе коэффициент теплоотдачи при конденсации пара; $F_{\text{к}}^{\text{нар}}$ — наружная поверхность трубного пучка; T_5 — температура наружной поверхности труб конденсатора.

Участок 5–6. Теплопроводность через стенки труб конденсатора:

$$Q_{5-6}^{\text{с}} = \lambda_{\text{ст}} / \delta_{\text{ст}} \bar{F}_{\text{к}} (T_5 - T_6), \quad (5)$$

где $\bar{F}_{\text{к}}$ — поверхность трубного пучка, определяемая средним диаметром труб конденсатора; T_6 — температура внутренней поверхности труб конденсатора.

Участок 6–7. Конвективный теплообмен нагреваемой воды при течении в трубах:

$$Q_{6-7}^{\text{с}} = \alpha_{\text{в}} F_{\text{к}}^{\text{вн}} (T_6 - \bar{T}_{\text{х}}), \quad (6)$$

где $\alpha_{\text{в}}$ — коэффициент теплоотдачи при течении воды в трубах в конденсаторе; $F_{\text{к}}^{\text{вн}}$ — внутренняя поверхность труб конденсатора; $\bar{T}_{\text{х}}$ — средняя температура нагреваемой воды.

Используя условие сопряжения

$$Q_{\text{и}} = Q_{\text{к}}, \quad (7)$$

из замкнутой системы уравнений (1) — (7) следует, что при граничных условиях III рода имеется единственное решение:

$$Q = k_{\text{дзт}} F_{\text{к}}^{\text{нар}} (\bar{T}_{\text{г}} - \bar{T}_{\text{х}}), \quad (8)$$

где $k_{\text{дзт}}$ — обобщенный коэффициент теплопередачи двухфазного замкнутого термосифона от горячего теплоносителя к холодному,

$$\frac{1}{k_{\text{дзт}}} = \frac{1}{\alpha_{\text{дг}} \eta_{\text{ог}}} + \frac{\delta_{\text{ст}} \Psi_{\text{и}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\Psi_{\text{и}}}{\alpha_{\text{кип}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{конд}}} \frac{F_{\text{и}}^{\text{нар}}}{F_{\text{к}}^{\text{нар}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \frac{F_{\text{и}}^{\text{нар}}}{F_{\text{к}}^{\text{нар}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \frac{F_{\text{и}}^{\text{нар}}}{F_{\text{к}}^{\text{нар}}}, \quad (9)$$

где $\Psi_{\text{и}} = F_{\text{и}}^{\text{нар}}/F_{\text{и}}$ — степень оребрения.

Уравнение (8) для точки сопряжения может быть записано в виде:

$$Q = (k_{\text{и}} F_{\text{и}}^{\text{нар}} + k_{\text{к}} F_{\text{к}}^{\text{нар}}) (\bar{T}_{\text{г}} - \bar{T}_{\text{х}}), \quad (10)$$

где $k_{\text{и}}$ — коэффициент теплопередачи в испарителе от горячего теплоносителя к жидкости,

$$\frac{1}{k_{\text{и}}} = \frac{1}{\alpha_{\text{дг}} \eta_{\text{ог}}} + \frac{\delta_{\text{ст}} \Psi_{\text{и}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\Psi_{\text{и}}}{\alpha_{\text{кип}}}, \quad (11)$$

где $k_{\text{к}}$ — коэффициент теплопередачи в конденсаторе от пара к жидкости,

$$\frac{1}{k_{\text{к}}} = \frac{1}{\alpha_{\text{конд}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \frac{F_{\text{к}}^{\text{нар}}}{F_{\text{к}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \frac{F_{\text{к}}^{\text{нар}}}{F_{\text{к}}}. \quad (12)$$

Все неизвестные параметры, включая температуру пара $T_{\text{п}}$, могут быть найдены из решения системы (1) — (7) итерационным методом, где параметрами итераций являются тепловые нагрузки $Q_{\text{и}}$ и $Q_{\text{к}}$, перегрев стенки испарителя $\Delta T = T_3 - T_{\text{п}}$, температура наружной стенки конденсатора T_5 при фиксированной температуре пара $T_{\text{п}}$.

Укрупненная схема подобной процедуры для варьируемой величины $T_{\text{п}}$ представлена на рис. 3.

Исходные данные, необходимые для расчета: входные температуры и расходы горячего (дымовые газы) и холодного (обратная вода) теплоносителей, геометрические характеристики, число труб и способ их размещения в испарителе и конденсаторе.

Определение локальных коэффициентов теплообмена на различных участках переноса теплоты

Коэффициент теплоотдачи дымовых газов с плоской оребренной снаружи поверхности парогенератора определяется в соответствии с рекомендациями, изложенными в [4] для коридорного расположения штырей:

$$\alpha_{\text{дг}} = \text{Nu}_{\text{дг}} \lambda_{\text{дг}} / d_{\text{шт}}, \quad (13)$$

где

$$\text{Nu}_{\text{дг}} = c \text{Re}_{\text{дг}}^n (\text{Pr}_{\text{дг}} / \text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25}, \quad (14)$$

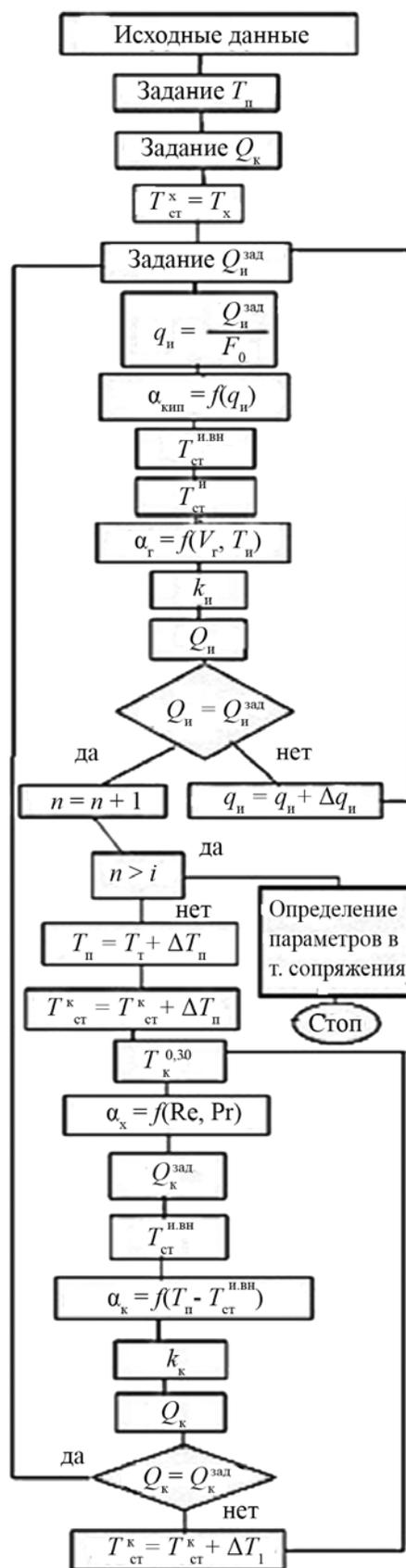


Рис. 3. Блок-схема итерационной процедуры расчета параметров зон испарения и конденсации

$$\begin{aligned}
 c &= 0,9; n = 0,4 \text{ при } Re_{др} < 10^2; \\
 c &= 0,52; n = 0,5 \text{ при } 10^2 \leq Re_{др} < 10^3; \\
 c &= 0,27; n = 0,63 \text{ при } 10^3 \leq Re_{др} < 10^5; \\
 c &= 0,033; n = 0,8 \text{ при } 10^5 \leq Re_{др} < 2 \cdot 10^6.
 \end{aligned}$$

Гидравлический диаметр, входящий в число $Re_{др}$ определяется диаметром штырей, а скорость движения газа в узком сечении пучка труб — размером проточной ячейки, изображенной на рис. 4, и расположением труб в пучке:

$$V_{др} = \frac{G_{др}}{\rho_{др} n_f (s_1 L_{и} - 2d_{шт} L_{шт} \frac{L_{и} - bL}{s_2})}, \quad (15)$$

где $L_{и}$ — длина труб испарителя; n_f — число труб поперек потока газа; b — наружный размер плоской трубки поперек потока газа.

Эффективность поверхности со штырьковым оребрением определяется соотношением [5]:

$$\eta_{0г} = 1 - (F_{шт}/F_{полн})(1 - \eta), \quad (16)$$

где $F_{шт}$ — поверхность штырей; $F_{полн}$ — полная оребренная поверхность; η — эффективность одиночного штыря,

$$\eta = [th(ml_{шт})]/ml_{шт}. \quad (17)$$

Коэффициент теплообмена при фазовом переходе на участке 3–4 определяется как коэффициент свободной конвекции около вертикальной стенки [6, 8] при температурном напоре меньшим, чем при начале закипания:

$$\alpha_{\phi} = (Nu \lambda_{\phi})/L_{и}, \quad (18)$$

где число Нуссельта:

$$Nu = c Ra_{\phi}^n; \quad (19)$$

число Релея $Ra = GrPr$; число Грасгофа и $c = 0,1; n = 0,33$ при $Ra > 10^9$; $c = 0,63; n = 0,25$ при $Ra < 10^9$.

При задании температурного напора большим, чем при начале закипания, коэффициент теплообмена определяется как для кипения в вертикальной откры-

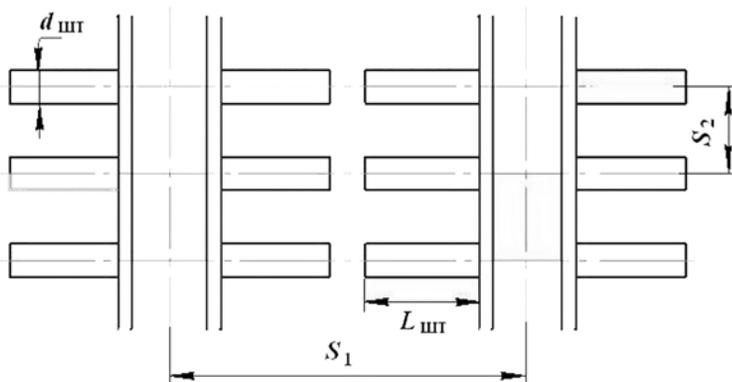


Рис. 4. Схема проточной ячейки для дымовых газов

той трубе без вынужденной подачи жидкости. Размеры трубы позволяют принять предположение о кипении в большом объеме при боковом подводе теплоты [3]:

$$\begin{aligned}
 \alpha_{кип} &= 0,075 \left[1 + 10 \left(\frac{\rho_{п}}{\rho_{ж} - \rho_{п}} \right)^{2/3} \right] \times \\
 &\times \left(\frac{\lambda_{ж}^2 \rho_{ж}}{T_{п} \mu_{ж} \sigma} \right)^{1/3} q^{2/3}.
 \end{aligned} \quad (20)$$

Учитывая соотношение

$$q = \alpha_{кип} (T_3 - T_{п}), \quad (21)$$

уравнение (20) приводится к виду:

$$\begin{aligned}
 \alpha_{кип} &= 0,075^{3,03} \left[1 + 10 \left(\frac{\rho_{п}}{\rho_{ж} - \rho_{п}} \right)^{2/3} \right]^{3,03} \times \\
 &\times \left(\frac{\lambda_{ж}^2 \rho_{ж}}{T_{п} \mu_{ж} \sigma} \right) (T_3 - T)^2,
 \end{aligned} \quad (22)$$

Перегрев $(T_3 - T_{п})$ является итерационным параметром при расчете испарителя.

Конденсация пара на внешней поверхности пучка гладких труб является сложным теплофизическим процессом, зависящим от многих факторов. В данной статье в качестве расчетной принята модель конденсации движущегося в пучке сверху вниз насыщенного пара, предложенная в [6]. Авторами приведено обобщающее опытные данные уравнение для среднего по высоте пучка коэффициента теплоотдачи:

$$\begin{aligned}
 \alpha_{кип} &= 0,075^{3,03} \left[1 + 10 \left(\frac{\rho_{п}}{\rho_{ж} - \rho_{п}} \right)^{2/3} \right]^{3,03} \times \\
 &\times \left(\frac{\lambda_{ж}^2 \rho_{ж}}{T_{п} \mu_{ж} \sigma} \right) (T_3 - T)^2,
 \end{aligned} \quad (23)$$

где r — теплота парообразования; $d_{н}$ — наружный диаметр труб в конденсаторе; $\bar{V}_{п}$ — средняя скорость пара; $\bar{\alpha}_N$ — средний коэффициент теплоотдачи при конденсации неподвижного пара на одиночной горизонтальной трубе или на первом ряду пучка труб:

$$\begin{aligned}
 \frac{\bar{\alpha}}{\bar{\alpha}_N} &= B \left(\frac{\rho_{п} \bar{V}_{п}^2}{\rho_{ж} g d_{н}} \right)^{0,08} \times \\
 &\times \left(\frac{\rho_{ж} d_{н}^3 g r}{(T_{п} - T_5) \mu_{ж} \lambda_{ж}} \right)^{-0,125},
 \end{aligned} \quad (24)$$

Объединение (23) и (24) приводит к уравнению:

$$\bar{\alpha}_N = 0,725^4 \sqrt{\frac{\lambda_{ж}^3 g r \rho_{ж}^2}{d_{н} \mu_{ж} (T_{п} - T_5)}}, \quad (25)$$

где $\overline{Nu} = \overline{\alpha}_{к1} \frac{d_n}{\lambda_{ж}}$ — число Нуссельта; $Re_n = \frac{\rho_n \overline{V}_n d_n}{\mu_n}$ — число Рейнольдса для пара; $Re_1 = \frac{\lambda_{ж} (T_n - T_5)}{r \mu_{ж}}$ — число Рейнольдса для жидкости; $Ga = \frac{g d_n^3 \rho_{ж}^2}{\mu_{ж}^2}$ — число Галлея.

Из уравнения (25) определяется коэффициент теплообмена для первого ряда $\overline{\alpha}_{к1}$ и далее средний коэффициент по высоте пакета труб при коридорной схеме их расположения:

$$\overline{\alpha}_{конд} = \overline{\alpha}_к + 0,84(n \overline{V}_н)^{0,07}. \quad (26)$$

Средний коэффициент теплообмена нагреваемой воды со стенкой $\overline{\alpha}_х$ определяется стандартным образом как для течения жидкости в гладких трубах [4].

Так как конструкционным материалом котла-утилизатора является простая сталь, то возможно коррозионное газовыделение во всех элементах системы.

В водонагревательной части, связанной с системой отопления, удаление неконденсирующегося газа может быть осуществлено деаэратором основной системы, а в замкнутом термосифонном контуре необходимо предусмотреть специальную систему газоудаления, например, путем установки предохранительного клапана в нижней части корпуса конденсатора, где концентрируется газ и повышает давление в контуре по отношению к расчетному.

Графический метод расчета функциональных характеристик ДЗТ

Необходимость сопряжения процессов тепло- и массопереноса по равенству тепловых нагрузок испарителя и конденсатора обоснована в [7].

Результаты решения системы уравнений (1) — (7) для всего возможного диапазона изменения температуры пара от T_x до T_r представляются графически в виде зависимостей Q_n и Q_k от температуры пара при ее изменении с заданным шагом ΔT_n , как показано на рис. 5 для принятых исходных данных.

Задача определения рабочих параметров Q^p и T_n^p может быть упрощена путем выделения интерполяционного участка пересечения тепловых характеристик испарителя и конденсатора при начале превышения Q_n над Q_k .

Если ввести обозначения:

$$a_1 = Q_{n2} - Q_{к1}; a_2 = Q_{n1} - Q_{н2}; a_3 = Q_{к2} - Q_{к1}; a_4 = T_{n2} - T_{n1}, \quad (27)$$

где индекс «1» соответствует параметрам до точки пересечения тепловых характеристик, а индекс «2» — после точки пересечения, то рабочие сопряженные параметры определяются соотношениями:

$$T_n^p = (a_1 a_4 + a_2 T_{n2} + a_3 T_{n1}) / (a_2 + a_3); \quad (28)$$

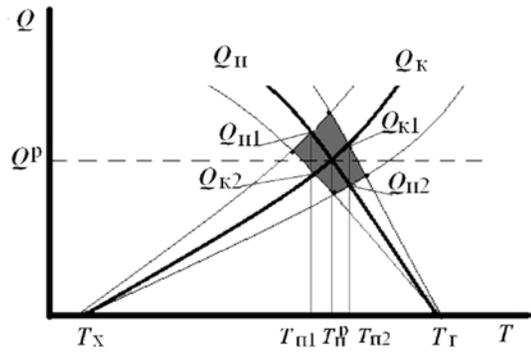


Рис. 5. Графическое определение параметров сопряжения

$$Q^p = Q_{n2} + a_2 (T_{n2} - T_n^p) / a_4. \quad (29)$$

Все остальные рабочие характеристики определяются из уравнений (1) — (6) путем подстановки Q^p и T_n^p из (28), (29).

Результаты расчетов далее должны быть проанализированы на предмет допустимых значений, и при необходимости достижения требуемых параметров производятся изменения исходных данных.

Выводы

В работе приведены факторы, определяющие перспективность применения двухфазных термосифонов для энергосберегающих технологий в современных системах теплоснабжения.

Предложен метод решения сопряженной задачи теплопереноса в двухфазном замкнутом термосифоне с отдельными испарителем и конденсатором для утилизации теплоты уходящих газов в системе теплоснабжения путем подогрева питательной воды или воды в обратной линии основного котельного агрегата.

Приведенная замкнутая система уравнений процессов переноса в контуре с отдельными зонами испарения и конденсации и алгоритм ее решения позволяют автоматизировать как проектные, так и поверочные расчеты в любой вычислительной среде.

Описан наглядный графический способ определения функциональных параметров котла-утилизатора, позволяющий целенаправленно изменять исходные данные для достижения требуемых параметров назначения.

Литература

1. **Васильев Л.Л.** Теплообменники на тепловых трубах. Минск: Наука и техника, 1981.
2. **Безродный М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О.** Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика. Киев: «Факт», 2005.
3. **Шелгинский А.Я.** Тепловые трубы в системах теплоснабжения и утилизации ВЭР. М.: Издательский дом МЭИ, 2006.

4. **Жукаускас А.А.** Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982.

5. **Керн Д., Краус А.** Развитые поверхности теплообмена. М.: Энергия, 1977.

6. **Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С.** Теплопередача. М.: Энергия, 1981.

7. **Сасин В.Я., Шелгинский А.Я.** Основы инженерных методов расчета тепловых труб // Труды МЭИ. 1974. Вып. 198. С. 89 — 98.

8. **Кэйс В.М., Лондон А.Л.** Компактные теплообменники. М.: Энергия, 1967.

Статья поступила в редакцию 11.06.2016