

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ И ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ ПРИ МОДЕРНИЗАЦИИ КРУПНОГО ХИМИЧЕСКОГО И НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕГО ПРОИЗВОДСТВА. ЧАСТЬ 2

В. Л. Юша¹, М. А. Сутягинский², Ю. А. Потапов²

¹Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

²АО «Группа компаний «Титан»,
Россия, 644035, г. Омск, пр. Губкина, 22

Рассмотрен вопрос целесообразности повышения энергоэффективности крупного химического и нефтеперерабатывающего производства путем применения в качестве нагревателей технологических теплоносителей и сырья парокомпрессионных тепловых насосов на базе систем рекуперации тепловых технологических потерь. Особенностью рассматриваемой энергетической системы является обеспечение тепловой энергией основного контура теплового насоса и его приводной паросиловой установки от общего источника. Выполнен анализ влияния температурных параметров потребителя высокопотенциальной тепловой энергии, источника низкопотенциальной тепловой энергии и энергетической эффективности основных функциональных элементов рассматриваемой энергетической системы на отношение величины вырабатываемой тепловой энергии, подаваемой потребителю, к величине используемых потерь тепловой энергии. Проведена оценка взаимосвязи перечисленных факторов с перераспределением потоков низкопотенциальной тепловой энергии между основным контуром теплового насоса и его приводом. Представленные результаты отражают принципиальную возможность повышения температурного уровня технологических теплоносителей и сырья без существенных затрат на дополнительные внешние источники энергии. Эффективность вторичного использования тепловых потерь в замкнутом технологическом цикле зависит от температурных режимов потребителя и источника тепловой энергии в цикле теплового насоса, от схемы подключения источника тепловой энергии и от энергоэффективности применяемого оборудования.

Ключевые слова: рекуперация, преобразователь энергии, парокомпрессионный тепловой насос, коэффициент преобразования энергии, перераспределение потоков низкопотенциальной тепловой энергии.

Введение

Вторичное использование тепловых технологических потерь в замкнутом технологическом цикле — одно из актуальных направлений обеспечения высокого уровня энергосбережения на крупных нефтеперерабатывающих и химических предприятиях. Применительно к этой задаче в мировой практике всё большее распространение получают тепловые насосы (далее — ТН) [1–6]. Анализ эффективности замены печных нагревателей на парокомпрессионные ТН с различными типами привода компрессора, представленный в [7], показал, что наиболее энергоэффективным является вариант с электроприводом компрессора; однако, в связи с существенно более высокими ценами на электроэнергию (по сравнению с газовым топливом и коммерческим паром), максимальный экономический эффект может быть достигнут при использовании варианта парокомпрессионного ТН с приводом от газовой турбины или ДВС. При этом варианты ТН с паросиловой установкой в качестве привода остаются наименее предпочтительными. Однако можно предположить, что в случае отсутствия за-

трат на энергоносители, например, при рекуперации тепловых технологических потерь и их вторичном использовании в замкнутом технологическом цикле, вариант ТН с приводной паросиловой установкой становится более привлекательным. В связи с этим актуальной задачей является оценка влияния эксплуатационных факторов на отношение величины вырабатываемой тепловой энергии, подаваемой потребителю, к величине вторично используемых потерь тепловой энергии.

Методика расчёта

Общий анализ объекта исследования. В рассматриваемом случае объектом исследования является энергетическая система с парокомпрессионным ТН в составе Источника, Потребителя и Преобразователя тепловой энергии, обеспечивающего передачу тепловой энергии от Источника к Потребителю; при этом Источник является элементом системы рекуперации тепловых технологических потерь и обеспечивает энергией как основной контур ТН, так и приводную паросиловую установку ТН (рис. 1). Возможны 3 варианта подключения Источника

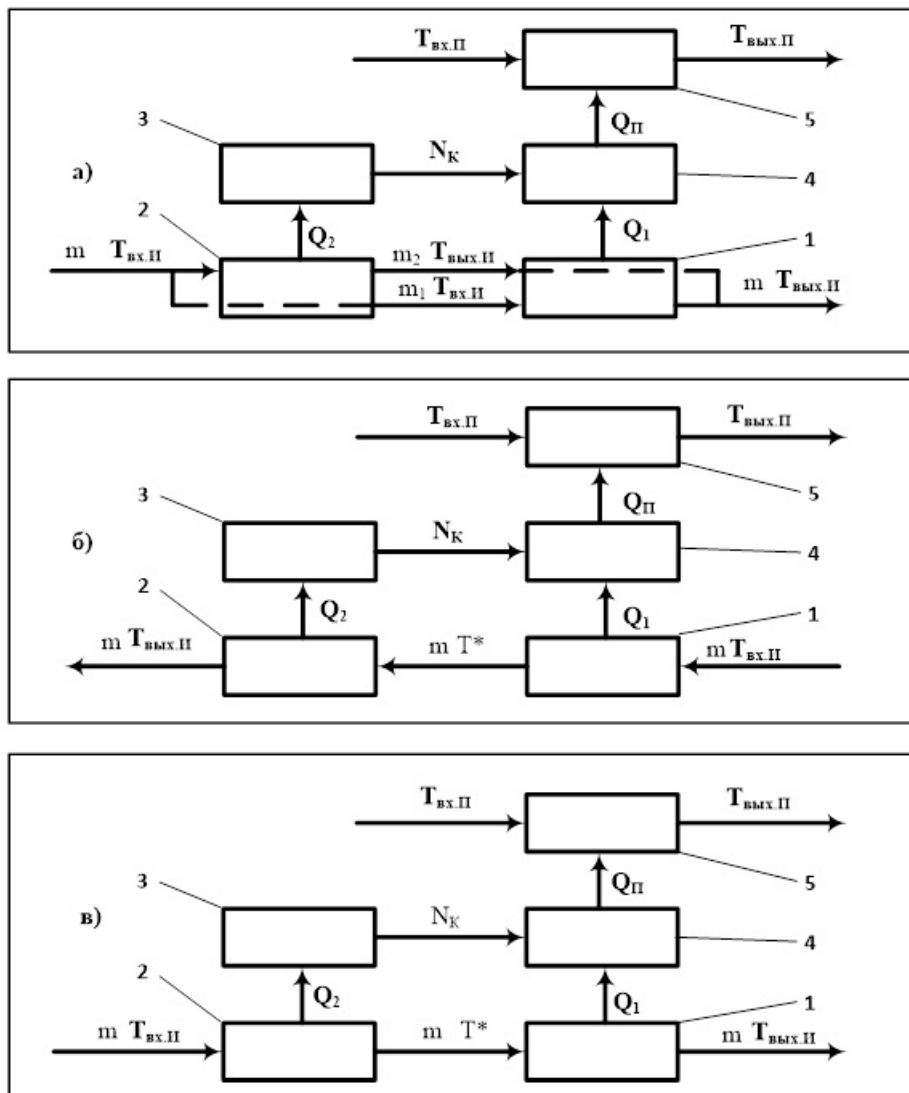


Рис. 1. Принципиальная схема повышения температурного уровня технологического теплоносителя с применением парокомпрессионного ТН на базе системы рекуперации тепловых технологических потерь: 1, 2 — низкопотенциальный (низкотемпературный) Источник тепловой энергии; 3 — паросиловая установка; 4 — Преобразователь (трансформатор) энергии; 5 — высокопотенциальный (высокотемпературный) Потребитель тепловой энергии; а) Вариант А — схема с параллельными потоками теплоносителя Источника; б) Вариант В и в) Вариант С — схемы с последовательным отбором тепловой энергии Источника

Fig. 1. Schematic diagram of increasing the temperature level of the process heat carrier using a vapor compression HP based on the process heat loss recovery system: 1, 2 — low-potential (low-temperature) Source of thermal energy; 3 — steam power plant; 4 — converter (transformer) of energy; 5 — high-potential (high-temperature) Consumer of thermal energy; а) option A — a scheme with parallel flows of the Source coolant; б) option B and c) option C — schemes with sequential extraction of thermal energy from the Source

к Потребителю и приводной паросиловой установке. При варианте А (рис. 1а) отбор теплоносителя от Источника производится параллельными потоками: к Потребителю подводится тепловая энергия $Q_{И1}$ при массовом расходе теплоносителя m_1 ; к приводной паросиловой установке подводится тепловая энергия $Q_{И2}$ при массовом расходе теплоносителя m_2 ; при этом оба потока теплоносителя имеют одинаковые начальные и конечные температуры ($T_{вх,И}$ и $T_{вых,И}$ соответственно). При варианте В (рис. 1б) отбор теплоносителя от Источника производится последовательно при постоянном массовом расходе теплоносителя m : к Потребителю подводится тепловая энергия $Q_{И1}$ при начальной $T_{вх,И}$ и конечной T^* температурах, а к приводной паросиловой установке — тепловая энергия $Q_{И2}$ при начальной

и конечной температурах T^* и $T_{вых,И}$ соответственно. При варианте С (рис. 1в) отбор теплоносителя от Источника, как и при варианте В, производится последовательно при постоянном массовом расходе теплоносителя m : к Потребителю подводится тепловая энергия $Q_{И1}$ при начальной и конечной температурах T^* и $T_{вх,И}$ соответственно, а к приводной паросиловой установке — тепловая энергия $Q_{И2}$ при начальной и конечной температурах $T_{вх,И}$ и T^* . И для варианта В, и для варианта С выполняется условие $T_{вх,И} > T^* > T_{вых,И}$. В отличие от ранее рассмотренных вариантов реализации парокомпрессионных ТН [7], при использовании тепловых технологических потерь себестоимость потребляемой энергии пренебрежимо мала, поэтому наиболее актуальной представляется оценка энергоэффективности рас-

смаатриваемой энергетической системы. Предметом исследования является взаимосвязь соотношения величины тепловой энергии Источника и величины тепловой энергии, вырабатываемой Преобразователем, с режимными параметрами рассматриваемой энергетической системы, схемой подключения Источника и показателями энергоэффективности применяемого оборудования.

Предположим, что в соответствии с технологической схемой (рис. 1) необходимо, чтобы Преобразователь при передаче тепловой энергии от Источника к Потребителю обеспечил её увеличение на величину теплопроизводительности Преобразователя Q_{Π} . Очевидно, что для производства этого количества тепловой энергии к Преобразователю должна быть подведена некоторая дополнительная внешняя энергия $Q_{И2'}$, величина которой определяется характеристиками Преобразователя и его привода [8–14]:

$$Q_{\Pi} = Q_{И2'} \cdot \eta_{\Sigma} \cdot k_{\tau} \quad (1)$$

где η_{Σ} — суммарный КПД системы Преобразователь-привод; k_{τ} — теоретический коэффициент преобразования (трансформации).

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{\Pi} \cdot \eta_{\text{АП}} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{тк}} \cdot \eta_{\text{тр}} = \eta_{\Pi} \cdot \eta_{\text{АП}}^* \cdot \eta_{\text{т}} \quad (2)$$

где η_{Π} — КПД теоретического цикла паросиловой установки (парового привода) [11–15]; $\eta_{\text{АП}}^* = \eta_{\text{АП}} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{тр}}$; $\eta_{\text{т}} = \eta_{\text{тк}}$.

В общем случае конвективная компонента может составлять существенную долю в общей тепловой мощности, вырабатываемой ТН-преобразователем в теплообменнике-конденсаторе [16]; при этом величина удельной теплоты фазового перехода рабочего тела ТН в зависимости от температуры также может заметно изменяться [9, 17–19]. Однако в рамках решения поставленной задачи целесообразно принять упрощающее допущение о том, что конвективная составляющая пренебрежимо мала по отношению к тепловой мощности процесса конденсации, а удельная теплота парообразования в цикле ТН является величиной постоянной. В этом случае

$$Q_{\Pi} \approx m_{\text{пр}} \cdot r_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{т}}; m_{\text{пр}} \cdot r_{\text{к}} \approx m_{\text{пр}} \cdot r_0 \approx Q_{И1} \cdot H_{\text{т}0'}$$

откуда

$$Q_{\Pi} \approx Q_{И1} \cdot \eta_{\text{т}0} \cdot \eta_{\text{т}} \quad (3)$$

Тогда с учётом (1) и (2) соотношение между тепловыми потоками Источника можно определить из следующего выражения:

$$Q_{И2'} \cdot k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta_{\text{АП}}^* \cdot \eta_{\text{т}} \approx Q_{И1} \cdot \eta_{\text{т}0} \cdot \eta_{\text{т}}$$

Или

$$Q_{И1} \approx Q_{И2'} \cdot k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta_{\text{АП}}^* / \eta_{\text{т}0}$$

Обозначив $\eta^* = \eta_{\text{АП}}^* / \eta_{\text{т}0}$, получим:

$$Q_{И1} \approx Q_{И2'} \cdot k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta^* \quad (4)$$

где комплекс $k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi}$ характеризует общую термодинамическую эффективность теоретических циклов ТН и паросиловой установки, а величина η^* характеризует необратимые потери в основных функциональных элементах ТН и привода компрессора ТН.

Поскольку $Q_{И} = Q_{И1} + Q_{И2'}$, с учётом (4), можно записать

$$Q_{И} = Q_{И2'} (1 + k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta^*) \quad (5)$$

Откуда

$$Q_{И2'} = Q_{И} / (1 + k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta^*) \quad (6)$$

Тогда, с учётом (1), можно записать

$$Q_{\Pi} = Q_{И} \cdot k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta_{\text{АП}}^* \cdot \eta_{\text{т}} / (1 + k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta^*) \quad (7)$$

Принимая допущение о том, что КПД для всех теплообменных аппаратов одинаков, перепишем выражение (7) в более удобном виде:

$$Q_{\Pi} = Q_{И} \cdot k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta^* / (1 + k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta^*) \quad (8)$$

Вариант А

На основании полученных зависимостей запишем выражения, определяющие соотношение между энергетическими и массовыми потоками рассматриваемой энергетической системы при схеме подключения Источника к Потребителю и приводной паросиловой установке по варианту А (рис. 1а):

$$Q_{\Pi} / Q_{И} = k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta^* / (1 + k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta^*) \quad (9)$$

$$Q_{И1} / Q_{И2'} = m_1 / m_2 = k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta^* \quad (10)$$

В выражениях (9), (10) величину необратимых потерь η^* на предварительном этапе можно оценить по известным статистическим данным; при этом $k_{\tau} = f(T)$ и $\eta_{\Pi} = f(T)$, то есть величина комплекса $k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi}$ и, соответственно, соотношения $Q_{\Pi} / Q_{И}$, $Q_{И1} / Q_{И2'}$ и m_1 / m_2 определяются температурными параметрами Источника и Потребителя рассматриваемой энергетической системы.

Для упрощённой оценки термодинамической эффективности теоретических циклов ТН и приводной паросиловой установки примем допущение о том, что насосные затраты пренебрежимо малы; это позволяет использовать известные соотношения [11, 12], которые применительно к рассматриваемому варианту энергетической системы в первом приближении можно записать в следующем виде:

$$k_{\tau} = T_{\text{вых.П}} / (T_{\text{вых.П}} - T_{\text{вых.И}}) \quad (11)$$

$$\eta_{\Pi} = (T_{\text{вх.И}} - T_{\text{вых.И}}) / T_{\text{вх.И}} \quad (12)$$

Тогда выражения (9) и (10) можно записать следующим образом:

$$Q_{\Pi} / Q_{И} = T_{\text{вых.П}} \cdot (T_{\text{вх.И}} - T_{\text{вых.И}}) \cdot \eta^* / [T_{\text{вх.И}} \cdot (T_{\text{вых.П}} - T_{\text{вых.И}}) + T_{\text{вых.П}} \cdot (T_{\text{вх.И}} - T_{\text{вых.И}}) \cdot \eta^*]$$

$$Q_{И1} / Q_{И2'} = m_1 / m_2 = T_{\text{вых.П}} \cdot (T_{\text{вх.И}} - T_{\text{вых.И}}) \cdot \eta^* / [T_{\text{вх.И}} \cdot (T_{\text{вых.П}} - T_{\text{вых.И}})];$$

или в упрощённом виде:

$$Q_{\Pi} / Q_{И} = (T_{\text{вх.И}} - T_{\text{вых.И}}) \cdot \eta^* / [T_{\text{вх.И}} \cdot (1 - T_{\text{вых.И}} / T_{\text{вых.П}}) + (T_{\text{вх.И}} - T_{\text{вых.И}}) \cdot \eta^*] \quad (13)$$

$$Q_{И1}/Q_{И2} = m_1/m_2 = (T_{вх.И} - T_{вых.И}) \cdot \eta^* / [T_{вх.И} \cdot (1 - T_{вых.И}/T_{вых.П})]. \quad (14)$$

Очевидно, что соотношение (14) определяет перераспределение тепловых потоков Источника между Преобразователем и приводной паросиловой установкой. Тогда как соотношение (13) определяет энергетическую эффективность рассматриваемого варианта энергетической системы, позволяя оценить долю полезной тепловой энергии, вырабатываемой Преобразователем и передаваемой Потребителю по отношению к величине общей низкопотенциальной тепловой энергии Источника, поступающей от системы рекуперации тепловых технологических потерь. Поэтому применительно к рассматриваемому объекту исследования представляется целесообразным по аналогии с известными критериями эффективности теплоэнергетических систем [8, 9, 13] ввести следующее обозначение:

$$K_Q = Q_{П}/Q_{И} = Q_{П}/Q_{Р}, \quad (15)$$

где K_Q — коэффициент использования тепловой энергии рассматриваемой энергетической системы; $Q_{Р} = Q_{И}$ — тепловые технологические потери. Тогда

$$K_Q = (T_{вх.И} - T_{вых.И}) \cdot \eta^* / [T_{вх.И} (1 - T_{вых.И}/T_{вых.П}) + (T_{вх.И} - T_{вых.И}) \cdot \eta^*]. \quad (16)$$

Вариант В

Применительно к схеме с последовательным подключением потоков теплоносителя Источника по варианту В (рис. 1б) для потоков тепловой энергии Источника можно записать:

$$Q_{И1} = m_{и} \cdot C_{и} \cdot (T_{вх.И} - T^*), \quad (17)$$

$$Q_{И2} = m_{и} \cdot C_{и} \cdot (T^* - T_{вых.И}), \quad (18)$$

откуда

$$Q_{И1}/Q_{И2} = (T_{вх.И} - T^*) / (T^* - T_{вых.И}) \quad (19)$$

или

$$Q_{И1}/Q_{И2} = (1 - X)/X, \quad (20)$$

где $X = (T^* - T_{вых.И}) / (T_{вх.И} - T_{вых.И})$.

При этом выражения для определения k_T и $\eta_{ц}$ могут быть записаны в следующем виде:

$$k_T = T_{вых.П} / (T_{вых.П} - T^*), \quad (21)$$

$$\eta_{ц} = (T^* - T_{вых.И}) / T^*. \quad (22)$$

Тогда, с учётом выражений (4) и (8), для соотношения между перераспределёнными потоками тепловой энергии Источника и для соотношения между величиной тепловой энергии, полученной Потребителем, и величиной суммарной тепловой энергии Источника применительно к варианту В можно записать:

$$Q_{И1}/Q_{И2} = T_{вых.П} \cdot (T^* - T_{вых.И}) \cdot \eta^* / (T_{вых.П} - T^*) / T^* \quad (23)$$

$$K_Q = (T^* - T_{вых.И}) \cdot \eta^* / [T^* \cdot (1 - T^*/T_{вых.П}) + (T^* - T_{вых.И}) \cdot \eta^*]. \quad (24)$$

При этом взаимосвязь между температурами Источника и Потребителя определяется следующими выражениями:

$$T^* = T_{вых.П} \cdot (T_{вх.И} + T_{вых.И} \cdot \eta^*) / (T_{вх.И} + T_{вых.П} \cdot \eta^*) \quad (25)$$

или

$$T_{вх.И} / T_{вых.П} = [(T^* - T_{вых.И}) \cdot \eta^* - T_{вх.И}] / T^*. \quad (26)$$

Вариант С

В схеме с последовательным подключением потоков теплоносителя Источника по варианту С (рис. 1в) по сравнению с вариантом В направление этих потоков изменено на противоположное. С учётом этого по аналогии с выражениями (17)...(22) для варианта С можно записать:

$$Q_{И1} = m_{и} \cdot C_{и} \cdot (T^* - T_{вых.И}), \quad (27)$$

$$Q_{И2} = m_{и} \cdot C_{и} \cdot (T_{вх.И} - T^*), \quad (28)$$

откуда

$$Q_{И1}/Q_{И2} = (T^* - T_{вых.И}) / (T_{вх.И} - T^*) \quad (29)$$

или

$$Q_{И1}/Q_{И2} = X / (1 - X), \quad (30)$$

где $X = (T^* - T_{вых.И}) / (T_{вх.И} - T_{вых.И})$.

Соответственно,

$$k_T = T_{вых.П} / (T_{вых.П} - T_{вых.И}), \quad (31)$$

$$\eta_{ц} = (T_{вх.И} - T^*) / T_{вх.И}. \quad (32)$$

С учётом выражений (4) и (8), соотношение между перераспределёнными потоками тепловой энергии Источника и соотношение между величиной тепловой энергии, полученной Потребителем, и величиной суммарной тепловой энергии Источника для варианта С можно представить также в следующем виде:

$$Q_{И1}/Q_{И2} = T_{вых.П} \cdot (T_{вх.И} - T^*) \cdot \eta^* / (T_{вых.П} - T_{вых.И}) / T_{вх.И} \quad (33)$$

$$K_Q = (T_{вх.И} - T^*) \cdot \eta^* / [T_{вх.И} \cdot (1 - T_{вых.И} / T_{вых.П}) + (T_{вх.И} - T^*) \cdot \eta^*]. \quad (34)$$

При этом рабочие температуры Источника и Потребителя связаны следующим соотношением:

$$T_{вх.И} / T_{вых.П} = [1 - (1 - T^* / T_{вх.И}) \cdot \eta^* (T_{вх.И} - T^*)] / (T^* - T_{вых.И}) \cdot T_{вх.И} / T_{вых.И}. \quad (35)$$

Формальный анализ полученных соотношений (16, 24, 34) показывает, что эффективность использования тепловых технологических потерь зависит как от рабочих температур Источника (в том числе промежуточной температуры T^*) и Потребителя тепловой энергии, так и от схемы подключения Источника и энергоэффективности основных функциональных элементов рассматриваемой системы преобразования тепловой энергии. Изменение

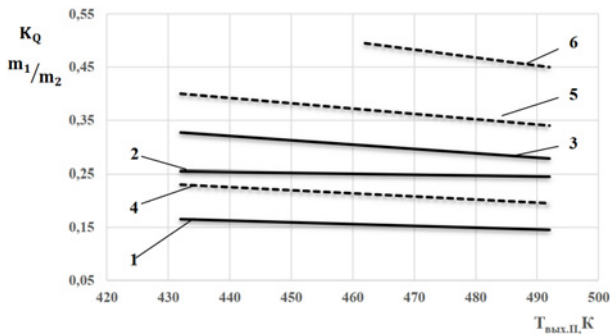


Рис. 2. Влияние величины температуры энергоносителя на выходе Потребителя на эффективность использования низкопотенциальных тепловых потерь и перераспределение массовых и энергетических потоков Источника между основным контуром ТН и его приводом при $T_{\text{вх.И}} = 423 \text{ K}$, $T_{\text{вых.И}} = 293 \text{ K}$: 1, 2, 3 — K_Q ; 4, 5, 6 — m_1/m_2 ; 1, 4 — $\eta^* = 0,25$; 2, 5 — $\eta^* = 0,42$; 3, 6 — $\eta^* = 0,60$

Fig. 2. Influence of the temperature value of the energy carrier at the outlet of the Consumer on the efficiency of using low-potential heat losses and the redistribution of mass and energy flows of the Source between the main circuit of the HP and its drive at $T_{\text{вх.И}} = 423 \text{ K}$, $T_{\text{вых.И}} = 293 \text{ K}$: 1, 2, 3 — K_Q ; 4, 5, 6 — m_1/m_2 ; 1, 4 — $\eta^* = 0,25$; 2, 5 — $\eta^* = 0,42$; 3, 6 — $\eta^* = 0,60$

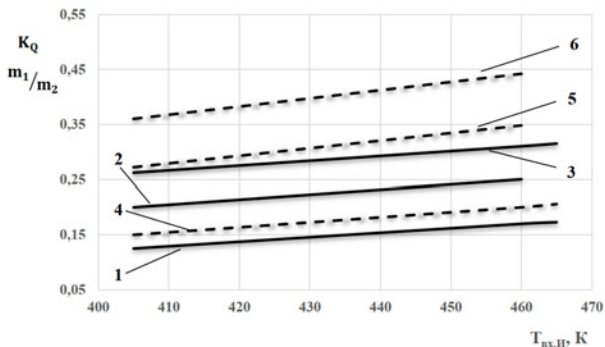


Рис. 3. Влияние величины температуры энергоносителя на входе Источника на эффективность использования низкопотенциальных тепловых потерь и перераспределение массовых и энергетических потоков Источника между основным контуром ТН и его приводом при $T_{\text{вых.П}} = 493 \text{ K}$, $T_{\text{вх.И}} = 293 \text{ K}$: 1, 2, 3 — K_Q ; 4, 5, 6 — m_1/m_2 ; 1, 4 — $\eta^* = 0,25$; 2, 5 — $\eta^* = 0,42$; 3, 6 — $\eta^* = 0,60$

Fig. 3. Influence of the temperature of the energy carrier at the Source inlet on the efficiency of using low-potential heat losses and the redistribution of mass and energy flows of the Source between the main circuit of the HP and its drive at $T_{\text{вых.П}} = 293 \text{ K}$, $T_{\text{вх.И}} = 493 \text{ K}$: 1, 2, 3 — K_Q ; 4, 5, 6 — m_1/m_2 ; 1, 4 — $\eta^* = 0,25$; 2, 5 — $\eta^* = 0,42$; 3, 6 — $\eta^* = 0,60$

схемы подключения Источника влияет не только на температуры, определяющие термодинамическую эффективность циклов ТН и паросиловой установки (величину k_t и $\eta_{\text{ц}}$), но и на массовые расходы теплоносителя, поэтому формальный анализ не позволяет дать однозначную оценку сравнительной эффективности рассматриваемых схем. В связи с чем необходимо провести расчётное исследование полученных зависимостей и с учётом принятых выше упрощающих допущений в первом приближении оценить взаимосвязь вышеперечисленных факторов и принципиальную возможность и целесообразность применения ТН для преобразования тепловых технологических потерь без дополнительных затрат энергии.

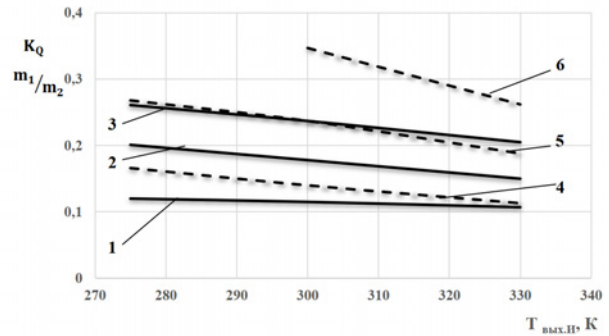


Рис. 4. Влияние величины температуры энергоносителя на выходе Источника на эффективность использования низкопотенциальных тепловых потерь и перераспределение массовых и энергетических потоков Источника между основным контуром ТН и его приводом при $T_{\text{вх.И}} = 393 \text{ K}$, $T_{\text{вых.П}} = 493 \text{ K}$: 1, 2, 3 — K_Q ; 4, 5, 6 — m_1/m_2 ; 1, 4 — $\eta^* = 0,25$; 2, 5 — $\eta^* = 0,42$; 3, 6 — $\eta^* = 0,60$

Fig. 4. Influence of the temperature of the energy carrier at the Source outlet on the efficiency of using low-potential heat losses and the redistribution of mass and energy flows of the Source between the main circuit of the HP and its drive at $T_{\text{вх.И}} = 393 \text{ K}$, $T_{\text{вых.П}} = 493 \text{ K}$: 1, 2, 3 — K_Q ; 4, 5, 6 — m_1/m_2 ; 1, 4 — $\eta^* = 0,25$; 2, 5 — $\eta^* = 0,42$; 3, 6 — $\eta^* = 0,60$

Результаты расчёта и их анализ

Расчётный анализ параллельного подключения Источника к ТН (вариант А) выполним, в качестве примера, для следующего диапазона определяющих факторов: температура энергоносителя на выходе от Потребителя $T_{\text{вых.П}}$ — от 433 К до 523 К; температура энергоносителя на входе в Источник $T_{\text{вх.И}}$ — от 393 К до 483 К; температура энергоносителя на выходе из Источника $T_{\text{вых.И}}$ — от 273 К до 333 К; общий КПД основных функциональных элементов рассматриваемой энергетической системы с ТН и паровым приводом η^* — от 0,25 до 0,6. Основные результаты расчётов, представленные на рисунках 2–4, позволяют в первом приближении предположить, что при реализации варианта А рассматриваемой в данной статье ТН-технологии величина вырабатываемой ТН-Преобразователем и передаваемой Потребителю тепловой энергии может составить около 10..30 % в зависимости от условий эксплуатации и технического уровня применяемого оборудования. Так, при фиксированных температурах энергоносителя Источника повышение температуры на выходе Потребителя приводит к снижению эффективности использования низкопотенциальных тепловых потерь — в рассматриваемом примере величина K_Q снижается примерно на 20..30 % по отношению к своей максимальной величине в рассматриваемом диапазоне расчётных параметров (рис. 2). Соответствующим образом увеличивается и доля массового потока энергоносителя Источника (и пропорционального ему количества тепловой энергии), поступающего не в основную систему ТН, а в систему привода ТН, то есть во вспомогательную систему.

При фиксированной температуре энергоносителя на выходе Потребителя и при фиксированной температуре энергоносителя на выходе Источника повышение температуры энергоносителя на входе Источника приводит к повышению эффективности использования низкопотенциальных тепловых потерь — в рассматриваемом случае величина K_Q повышается примерно на 25..50 % по отношению

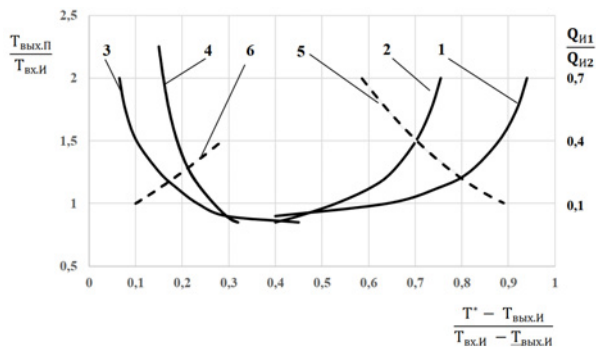


Рис. 5. Влияние величины промежуточной температуры энергоносителя T^* Источника на соотношение максимальных температур Потребителя и Источника при $T_{\text{вых.И}} = 300 \text{ K}$, $\eta^* = 0,50$; 1, 3 — $T_{\text{вых.И}}/T_{\text{вх.И}} = 0,9$; 2, 4 — $T_{\text{вых.И}}/T_{\text{вх.И}} = 0,6$; 5, 6 — $Q_{\text{И1}}/Q_{\text{И2}}$; 1, 2, 5 — вариант В; 3, 4, 6 — вариант С

Fig. 5. Influence of the value of the intermediate temperature of the energy carrier T^* of the Source on the ratio of the maximum temperatures of the Consumer and the Source at $T_{\text{вых.И}} = 300 \text{ K}$, $\eta^* = 0,50$; 1, 3 — $T_{\text{вых.И}}/T_{\text{вх.И}} = 0,9$; 2, 4 — $T_{\text{вых.И}}/T_{\text{вх.И}} = 0,6$; 5, 6 — $Q_{\text{И1}}/Q_{\text{И2}}$; 1, 2, 5 — option В; 3, 4, 6 — option С

к своей минимальной величине в рассматриваемом диапазоне расчётных параметров (рис. 3). При этом более чем на 50 % может увеличиться доля массового потока энергоносителя Источника (и пропорционального ему количества тепловой энергии), поступающего в основную систему ТН.

При фиксированной температуре энергоносителя на выходе Потребителя и при фиксированной температуре энергоносителя на входе Источника повышение температуры энергоносителя на выходе Источника приводит к снижению эффективности использования низкопотенциальных тепловых потерь — при рассматриваемых режимных параметрах величина K_Q уменьшается примерно на 30...40 % по отношению к своей максимальной величине в рассматриваемом диапазоне расчётных параметров (рис. 4). Соответственно, уменьшается и доля массового потока энергоносителя Источника (и пропорционального ему количества тепловой энергии), поступающего в основную систему ТН; в рассматриваемом диапазоне это снижение может достигать 50 %.

При последовательном подключении потоков теплоносителя Источника к контурам Преобразователя и приводной паросиловой установки регулируемым параметром является не массовый расход теплоносителя в потоке (в данном случае он является величиной постоянной и одинаковой для обоих потоков), а промежуточная температура T^* (рис. 5). Характер полученных зависимостей между соотношением максимальных температур Потребителя и Источника и величиной промежуточной температуры показывает, что условие $T_{\text{вых.П}} > T_{\text{вх.И}}$ и для варианта В, и для варианта С может быть выполнено лишь в узком диапазоне изменения величины T^* . При этом для каждого режима пределы этого диапазона обусловлены либо недостатком имеющейся тепловой энергии Источника (для обеспечения условия $T_{\text{вых.П}}/T_{\text{вх.И}} > 1$), либо снижением величины $Q_{\text{И1}}$ до не имеющей практической значимости величины (при предельно высоких значениях $T_{\text{вых.П}}/T_{\text{вх.И}}$).

Сравнительная оценка коэффициента использования тепловой энергии при различных схемах подключения потоков теплоносителя Источника к Преобразователю и приводной паросиловой установке

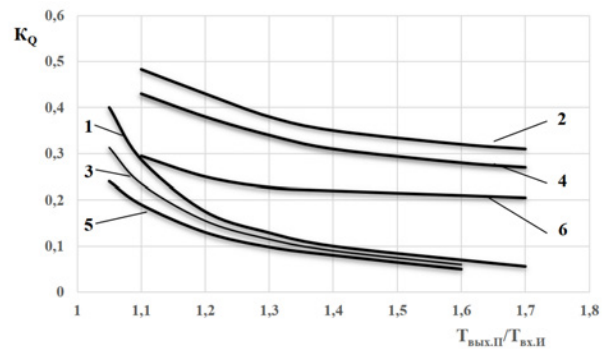


Рис. 6. Влияние соотношения максимальных температур Потребителя и Источника на эффективность использования низкопотенциальных тепловых потерь при $T_{\text{вых.И}} = 300 \text{ K}$, $\eta^* = 0,50$; 1, 3, 5 — $T_{\text{вых.И}}/T_{\text{вх.И}} = 0,9$; 2, 4, 6 — $T_{\text{вых.И}}/T_{\text{вх.И}} = 0,6$;

1, 2 — вариант А; 3, 4 — вариант В; 5, 6 — вариант С
Fig. 6. Influence of the ratio of the maximum temperatures of the Consumer and the Source on the efficiency of using low-potential heat losses at $T_{\text{вых.И}} = 300 \text{ K}$, $\eta^* = 0,50$; 1, 3, 5 — $T_{\text{вых.И}}/T_{\text{вх.И}} = 0,9$; 2, 4, 6 — $T_{\text{вых.И}}/T_{\text{вх.И}} = 0,6$; 1, 2 — option А; 3, 4 — option В; 5, 6 — option С

(рис. 6) показывают, что в диапазоне рассматриваемых температурных режимов вариант А (схема с параллельным подключением потоков теплоносителя Источника) является наиболее энергоэффективным по сравнению с вариантами В и С (схемы с последовательным подключением потоков теплоносителя Источника). Так, при $T_{\text{вых.И}}/T_{\text{вх.И}} \approx 0,9$ величина коэффициента использования тепловой энергии при варианте А на 2...10 % выше, чем при варианте В, и на 10...40 % — чем при варианте С. При $T_{\text{вых.И}}/T_{\text{вх.И}} \approx 0,6$ величина K_Q для варианта А может быть выше аналогичного показателя для варианта В на 10...25 % и для варианта С на 40...70 %.

Во всех рассмотренных вариантах изменения температурных режимов важным фактором, определяющим эффективность использования низкопотенциальных тепловых потерь путём применения рассматриваемой энергетической системы, является степень технического (энергетического) совершенства оборудования, применяемого для реализации такой технологии. Как показано на рисунках 2...4, повышение КПД основных функциональных элементов обеспечивает значительно более эффективное использование низкопотенциальных тепловых потерь: при повышении η^* с 0,25 до 0,6 величина K_Q может увеличиться более чем в 2 раза.

Выводы и заключение

Таким образом, применительно к рассматриваемым энергетическим системам низкотемпературный Источник может являться элементом системы рекуперации тепловых технологических потерь и обеспечивать энергией как основной контур ТН, так и приводную паросиловую установку ТН. Результаты теоретических исследований показали, что на отношение величины вырабатываемой тепловой энергии, подаваемой Потребителю, к величине вторичной тепловой энергии, передаваемой от Источника, а также на перераспределение потоков низкопотенциальной тепловой энергии между основным контуром ТН и его приводом определяющее влияние оказывают температура теплоносителя на выходе Потребителя, температуры теплоносителя на входе и выходе Источника, схема подключения

Источника, энергетическая эффективность применяемого оборудования. Изменение любой из указанных температур на 60...80 К приводит к изменению величины коэффициента использования тепловой энергии рассматриваемой энергетической системы K_Q примерно на 20...40 %, а при повышении η^* с 0,25 до 0,6 величина K_Q может увеличиться примерно в 2 раза. Наиболее эффективной является схема подключения Источника с параллельным перераспределением потоков теплоносителя между Потребителем и приводной паросиловой установкой при одинаковых начальных и конечных температурах этих потоков. При этом варианте по сравнению с последовательными схемами подключения коэффициент использования тепловой энергии может быть заметно выше. Так, если при малой разности между температурами на входе и выходе источника тепловой энергии это превышение составляет примерно 5 %, то при увеличении этой разности температур оно может достигать примерно 25...70 %. Несмотря на принятые допущения и связанный с этим приближённый характер выполненных расчётов, полученные зависимости и результаты отражают принципиальную возможность повышения температурного уровня технологических теплоносителей и сырья без существенных издержек на приобретение энергоносителей от внешних поставщиков. Важно подчеркнуть, что при любых режимных параметрах технологических процессов эффективность вторичного использования тепловых потерь в замкнутом технологическом цикле в значительной мере определяется уровнем энергетического совершенства применяемого оборудования.

Список источников

1. Янговский Е. И., Левин Л. А. Промышленные тепловые насосы. Москва: Энергоатомиздат, 1989. 125 с.
2. Быков А. В. Термотрансформаторы как средство экономии энергии // Известия Академии наук СССР. Энергетика и транспорт. 1991. № 5. С. 26–35.
3. Плотникова Л. В., Чиликова И. И., Валиев Р. Н. [и др.]. Организация системы преобразования вторичной тепловой энергии с использованием теплонасосного оборудования для нефтегазоперерабатывающего предприятия Восточной нефтяной компании // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2018. № 11. С. 86–90.
4. Захаров М. К. Сравнение эффективности применения различных вариантов теплового насоса // Химическая промышленность. 2002. № 8. С. 1–7.
5. Шомова Т. П. Повышение энергетической эффективности газоперерабатывающих предприятий на основе применения тепловых насосов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Иваново, 2014. 20 с.
6. Гашо Е. Г., Козлов С. А., Пузаков В. С. [и др.]. Тепловые насосы в современной промышленности и коммунальной инфраструктуре. Информационно-методическое издание. Москва: Изд-во Перо, 2016. 204 с.
7. Юша В. Л., Сутягинский М. А., Потапов Ю. А. Сравнительная оценка энергетической и экономической эффективности пароконденсационных тепловых насосов при модернизации крупного химического и нефтеперерабатывающего производства. Часть 1 // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 2. Р. 44–54. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-27-35.

8. Кошкин Н. Н., Ткачёв А. Г., Бадилькес И. С. [и др.]. Холодильные машины. Ленинград: Машиностроение, 1973. 521 с.
9. Бучко Н. А., Гоголин А. А., Латышев В. П. [и др.]. Теплофизические основы получения искусственного холода. Справочник. Москва: Пищевая промышленность, 1980. 232 с.
10. Архаров А. М., Архаров И. А., Афанасьев В. Н. [и др.]. Теплотехника. Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. 712 с.
11. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik. Teil I. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 s.
12. Кирилин В. А., Сычёв В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика. Москва: Энергоатомиздат, 1983. 407 с.
13. Визгалов С. В., Ибраев А. М., Хамидуллин М. С. [и др.]. Теоретические основы холодильной техники. Казань: Слово, 2019. 304 с.
14. Сазанов Б. В., Ситас В. И. Промышленные теплоэнергетические установки и системы. Москва: Издат. дом МЭИ, 2004. 275 с.
15. Леонов В. П., Воронов В. А., Апсит К. А. [и др.]. Цикл Ренкина с низкотемпературным источником теплоты // Инженерный журнал: наука и инновации. 2015. Вып. 2. DOI: 10.18698/2308-6033-2015-2-1368. URL: <http://engjournal.ru/catalog/pmce/mdpr/1368.html> (дата обращения: 19.12.2022).
16. Юша В. Л., Громов А. Ю., Ушаков П. В. Анализ влияния температурных режимов поршневой длинноходовой компрессорной ступени на термодинамическую эффективность теплового насоса // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 1. Р. 18–25. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-18-25.
17. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. Москва: Энергоиздат, 1981. 416 с.
18. Бабакин Б. С., Стефанчук В. И., Ковтунов Е. Е. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе. Москва: Колос, 2000. 160 с.
19. Ривкин С. Л., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. Справочник. Москва: Энергоатомиздат, 1984. 80 с.

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор (Россия), Омский государственный технический университет, г. Омск.

SPIN-код: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Адрес для переписки: 1978yusha@mail.ru

СУТЯГИНСКИЙ Михаил Александрович, председатель совета директоров АО «Группа компаний «Титан», г. Омск.

ПОТАПОВ Юрий Алексеевич, кандидат технических наук, главный специалист департамента по развитию и новым технологиям АО «Группа компаний «Титан», г. Омск.

Для цитирования

Юша В. Л., Сутягинский М. А., Потапов Ю. А. Сравнительная оценка энергетической и экономической эффективности пароконденсационных тепловых насосов при модернизации крупного химического и нефтеперерабатывающего производства. Часть 2 // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 3. С. 15–23. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-15-23.

Статья поступила в редакцию 30.03.2023 г.

© В. Л. Юша, М. А. Сутягинский, Ю. А. Потапов

COMPARATIVE EVALUATION OF THE ENERGY AND ECONOMIC EFFICIENCY OF VAPOR COMPRESSION HEAT PUMPS IN MODERNIZATION OF LARGE CHEMICAL AND OIL REFINING INDUSTRIES. PART 2

V. L. Yusha¹, M. A. Sutyaginskiy², Yu. A. Potapov²

¹ Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

² OJSC «Group of companies «Titan»,
Russia, Omsk, Gubkin Ave., 30, 644035

The question of the expediency of increasing the energy efficiency of a large chemical and oil refining industry by using process heat carriers and raw materials as heaters of vapor compression heat pumps based on systems for recuperating heat process losses is considered. A feature of the energy system under consideration is the provision of the main circuit of the heat pump and its drive from a common source of thermal energy. The influence of the temperature parameters of the consumer of high-potential thermal energy, the source of low-potential thermal energy and the energy efficiency of the main functional elements of the energy system under consideration on the ratio of the amount of generated thermal energy supplied to the consumer to the amount of thermal energy losses used is analyzed. In addition, an assessment is made of the influence of the listed factors on the redistribution of low-potential thermal energy flows between the main circuit of the heat pump and its drive. The presented results reflect the fundamental possibility of increasing the temperature level of process heat carriers and raw materials without significant costs for additional external energy sources. The efficiency of reuse of heat losses in a closed technological cycle depends on the temperature conditions of the consumer and the source of thermal energy in the heat pump cycle, on the connection scheme of the thermal energy source and on the energy efficiency of the equipment used.

Keywords: recuperation, energy converter, vapor-compression heat pump, energy conversion coefficient, redistribution of low-potential thermal energy flows.

References

1. Yantovskiy E. I., Levin L. A. Promyshlennyye teplovyye nasosy [Industrial heat pumps]. Moscow, 1989. 125 p. (In Russ.).

2. Bykov A. V. Termotransformatory kak sredstvo ekonomii energii [Thermal transformers as a means of energy saving] // Izvestiya Akademii nauk SSSR. Energetika i transport. *Izvestia of the USSR Academy of Sciences. Power Engineering and Transport*. 1991. No. 5. P. 26–35. (In Russ.).

3. Plotnikova L. V., Chilikova I. I., Valiyev R. N. [et al.]. Organizatsiya sistemy preobrazovaniya vtorichnoy teplovyoy energii s ispol'zovaniyem teplonasosnogo oborudovaniya dlya neftegazopererabatyvayushchego predpriyatiya Vostochnoy neftyanoy kompanii [Organization of a system for converting secondary thermal energy using heat pump equipment for an oil and gas refinery of the eastern oil company] // Territoriya «NEFTEGAZ». *Territoriya «NEFTEGAZ»*. 2018. No. 11. P. 86–90. (In Russ.).

4. Zakharov M. K. Sravneniye effektivnosti primeneniya razlichnykh variantov teplovogo nasosa [Comparison of the efficiency of different heat pump options] // Khimicheskaya promyshlennost'. *Chemical Industry*. 2002. No. 8. P. 1–7. (In Russ.).

5. Shomova T. P. Povysheniye energeticheskoy effektivnosti gazopererabatyvayushchikh predpriyatii na osnove primeneniya teplovykh nasosov [Improving the energy efficiency of gas processing plants through the use of heat pumps]. Ivanovo, 2014. 20 p. (In Russ.).

6. Gasho E. G., Kozlov S. A., Puzakov V. S. [et al.]. Teplovyye nasosy v sovremennoy promyshlennosti i kommunal'noy

infrastruktury. Informatsionno-metodicheskoye izdaniye [Heat pumps in modern industry and public infrastructure. Information and methodological publication]. Moscow, 2017. 204 p. (In Russ.).

7. Yusha V. L., Sutyaginskiy M. A., Potapov Yu. A. Sravnitel'naya otsenka energeticheskoy i ekonomicheskoy effektivnosti parokompressionnykh teplovykh nasosov pri modernizatsii krupnogo khimicheskogo i neftepererabatyvayushchego proizvodstva. Chast' 1 [Comparative evaluation of the energy and economic efficiency of vapor compression heat pumps in the modernization of large chemical and oil refining industries. Part 1] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatzionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power*. 2023. Vol. 7, no. 2. P. 44–54. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-27-35. (In Russ.).

8. Koshkin N. N., Tkachev A. G., Badyl'kes I. S. [et al.]. Kholodil'nyye mashiny [Refrigeration machines]. Leningrad, 1985. 521 p. (In Russ.).

9. Buchko N. A., Gogolin A. A., Latyshev V. P. Teplofizicheskiye osnovy polucheniya iskustvennogo kholoda. Spravochnik [Thermophysical bases for obtaining artificial cold. Handbook]. Moscow, 1980. 232 p. (In Russ.).

10. Arkharov A. M., Arkharov I. A., Afanasyev V. H. [et al.]. Teplotekhnika [Heat Engineering]. Moscow, 2004. 712 p. (In Russ.).

11. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik. Teil I. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 s. (In Germ.).

12. Kirillin V. A., Sychëv V. V., Sheyndlin A. E. Tekhnicheskaya termodinamika [Technical thermodynamics]. Moscow, 1983. 407 p. (In Russ.).

13. Vizgalov S. V., Ibrayev A. M., Khamidullin M. S. [et al.]. Teoreticheskiye osnovy kholodil'noy tekhniki [Theoretical fundamentals of refrigeration technology]. Kazan, 2019. 304 p. (In Russ.).

14. Sazanov B. V., Sitas V. I. Promyshlennyye teploenergeticheskiye ustanovki i sistemy [Industrial heat power plants and systems]. Moscow, 2004. 275 p. (In Russ.).

15. Leonov V. P., Voronov V. A., Apsit K. A. [et al.]. Tsikl Rankina s nizkopotentsial'nym istochnikom teploty [Rankine cycle with low-potential heat source] // Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii. *Engineering Journal: Science and Innovation*. 2015. Issue 2. DOI: 10.18698/2308-6033-2015-2-1368. URL: <http://engjournal.ru/catalog/pmce/mdpr/1368.html> (accessed: 19.12.2022). (In Russ.).

16. Yusha V. L., Gromov A. Yu., Ushakov P. V. Analiz vliyaniya temperaturnykh rezhimov porshnevoy dlinnokhodovoy kompressornoy stupeni na termodinamicheskuyu effektivnost' teplovogo nasosa [The analysis of influence of temperature conditions of piston long-stroke compressor stage on thermodynamic efficiency of a heat pump] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power*. 2023. Vol. 7, no. 1. P. 18–25. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-18-25. (In Russ.).

17. Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. Teploperedacha [Heat transfer]. Moscow, 1981. 416 p. (In Russ.).

18. Babakin B. S., Stefanчук V. I., Kovtunov E. E. Al'ternativnyye khladagenty i servis kholodil'nykh sistem na ikh osnove [Alternative refrigerants and service of refrigeration systems based on them]. Moscow, 2000. 160 p. (In Russ.).

19. Rivkin S. L., Aleksandrov A. A. Termodinamicheskiye svoystva vody i vodyanogo para. Spravochnik [Thermodynamic

properties of water and water vapour. Handbook]. Moscow, 1984. 80 p. (In Russ.).

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Correspondence address: 1978yusha@mail.ru

SUTYAGINSKIY Mikhail Alexandrovich, Chairman of the Board of Directors of JSC Titan Group, Omsk.

POTAPOV Yuri Alekseevich, Candidate of Technical Sciences, Chief Specialist of Development and New Technologies Department of Group of Companies «Titan» JSC, Omsk.

For citations

Yusha V. L., Sutyaginskiy M. A., Potapov Yu. A. Comparative evaluation of the energy and economic efficiency of vapor compression heat pumps in modernization of large chemical and oil refining industries. Part 2 // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 3. P. 15–23. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-15-23.

Received March 30, 2023.

© V. L. Yusha, M. A. Sutyaginskiy, Yu. A. Potapov