

УДК 620.97 661.566

Егор Александрович Шелгинский

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «Московский энергетический институт», аспирант, ассистент кафедры промышленных теплоэнергетических систем, Россия, Москва, e-mail: yegornumberone@yandex.ru

Юрий Викторович Яворовский

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «Московский энергетический институт», кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой промышленных теплоэнергетических систем, Россия, Москва, e-mail: YavorovskyYV@mpei.ru

Александр Яковлевич Шелгинский

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «Московский энергетический институт», доктор технических наук, профессор кафедры промышленных теплоэнергетических систем, Россия, Москва, e-mail: shelginskyay@yandex.ru

Выбор рабочих тел для органического цикла Ренкина на примере производства азотной кислоты

Авторское резюме

Состояние вопроса. Одним из способов утилизации теплоты вторичных энергетических ресурсов в промышленности являются установки, работающие по органическому циклу Ренкина, в которых используются низкокипящие органические вещества. Органический цикл Ренкина находит применение как в промышленности, так и в возобновляемой энергетике. Производство же слабой азотной кислоты осуществляется по методу Оствальда. В Российской Федерации производство слабой азотной кислоты осуществляется на двух основных агрегатах: АК-72 (АК-72М) и УКЛ-7 (УКЛ-7М). Оба агрегата спроектированы во второй половине XX века в СССР и имеют значительные недостатки, связанные с выбросами низкопотенциальной и среднепотенциальной тепловой энергии в окружающую среду. В связи с этим одной из актуальных задач является поиск способов повышения энергетической эффективности в производстве азотной кислоты, особенно с учетом наблюдающегося постоянного роста цен на топливные ресурсы и электроэнергию.

Материалы и методы. Анализ энергоэффективности агрегата УКЛ-7 произведен с использованием уравнений теплового баланса и коэффициента полезного использования тепловой энергии. Теплоту сжатого воздуха в агрегате УКЛ-7 производства слабой азотной кислоты предлагается утилизировать посредством органического цикла Ренкина.

Результаты. Предложена методика выбора подходящего низкокипящего рабочего тела с определением давлений, температур и pinch-точки (минимальной разницы температур при теплообмене в теплообменниках органического цикла Ренкина), соответствующих максимальной полезной эффективной мощности органического цикла Ренкина. Получены термодинамические параметры (давление, температура, термический и эффективный КПД) органического цикла Ренкина для двенадцати низкокипящих рабочих тел. Определено рабочее тело, при котором цикл имеет наибольшее значение эффективной мощности. Проведен отбор рабочих тел по экологическим характеристикам и указаны подходящие низкокипящие рабочие тела. Определена эффективность агрегата УКЛ-7 для каждого из рабочих тел при использовании органического цикла Ренкина.

Выводы. Предложенная методика, основанная на термодинамическом анализе энергоэффективности, позволяет выбрать подходящее низкокипящее рабочее тело из рассмотренных веществ при утилизации теплоты сжатого воздуха для органического цикла Ренкина в производстве слабой азотной кислоты в агрегате УКЛ-7 по предложенной тепловой схеме.

Ключевые слова: вторичные энергетические ресурсы, органический цикл Ренкина, слабая азотная кислота, низкокипящее рабочее тело

Egor Aleksandrovich Shelginsky

Moscow Power Engineering Institute, Postgraduate Student, Teaching Assistant of Heat Power Engineering Systems Department, Russia, Moscow, e-mail: yegornumberone@yandex.ru

Yury Viktorovich Yavorovsky

Moscow Power Engineering Institute, Candidate of Engineering Sciences, (PhD), Associate Professor, Head of Heat Power Engineering Systems Department, Russia, Moscow, e-mail: YavorovskyYV@mpei.ru

Aleksandr Yakovlevich Shelginsky

Moscow Power Engineering Institute, Doctor of Engineering Sciences (Post-doctoral degree), Professor of Heat Power Engineering Systems Department, Russia, Moscow, e-mail: shelginskyay@yandex.ru

Selection of working fluid for organic Rankine cycle using nitric acid production as an example

Abstract

Background. One of the ways to utilize the heat of secondary energy resources in the industrial sector is to use organic Rankine cycle installations, which use low-boiling organic substances. Organic Rankine cycle is applied both in industry and renewable energy sector. The production of weak nitric acid is carried out using the Ostwald method. There are two main nitric acid production units in Russian Federation. They are AK-72 (AK-72M) and UCL-7 (UCL-7M). Both units were designed in the second half of the XX century in the USSR. They have significant shortcomings due to the emission of low-potential and medium-potential thermal energy into the environment. Therefore, one of the vital tasks is to find ways to increase energy efficiency in nitric acid production, especially taking into account the constant increase in prices for fuel resources and electricity.

Materials and methods. The energy efficiency analysis of the UCL-7 unit has been carried out using heat balance equations and the coefficient of efficient use of thermal energy. It is proposed to utilize the heat of compressed air in the UCL-7 unit for the production of weak nitric acid using the organic Rankine cycle.

Results. The authors have proposed a method to select an applicable suitable low-boiling working fluid with the determination of pressures, temperatures and pinch-point (the minimum temperature difference during heat exchange in heat exchangers of the organic Rankine cycle), corresponding to the maximum useful effective power of the organic Rankine cycle. Thermodynamic parameters (pressure, temperature, thermal and effective efficiency) of the organic Rankine cycle for twelve low-boiling working fluids have been obtained. The working fluid for which the cycle has the highest effective power value has been determined. Working fluids have been selected based on environmental characteristics. Applicable low-boiling working fluids have been identified. The efficiency of the UCL-7 unit has been determined for each working fluid using the organic Rankine cycle.

Conclusion. The proposed methodology based on a thermodynamic analysis of energy efficiency, make it possible to select an applicable low-boiling working fluid from the substances considered when utilizing the heat of compressed air for the organic Rankine cycle during the production of weak nitric acid in the UCL-7 unit according to the proposed thermal scheme.

Key words: secondary energy resources, organic Rankine cycle, weak nitric acid, low-boiling working fluid

DOI: 10.17588/2072-2672.2026.1.030-039

Введение. Одним из способов утилизации низкопотенциальной и среднепотенциальной тепловой энергии вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) является технология, работающая по органического цикла Ренкина.

Органический цикл Ренкина (ОЦР) представляет собой теплосиловой цикл Ренкина, основным отличием которого от пароводяного цикла Ренкина является использование органических веществ. Такие органические вещества называются также низкокипящими рабочими телами (НКРТ или НРТ), так как температура их кипения значительно ниже температуры кипения воды [1, 2].

Основными элементами ОЦР являются испаритель (теплообменный аппарат, в котором происходит подвод теплоты от источника для испарения НКРТ), расширитель (производство механической работы за счет расширения НКРТ), конденсатор (конденсация НКРТ и отвод теплоты из цикла), насос (сжатие жидкого НКРТ до начального давления).

Существуют различные схемы осуществления технологии ОЦР. Так, установки ОЦР могут быть рекуперативными, включающими теплообменник – рекуператор для нагрева НКРТ после сжатия [1, 2]. Существуют и регенеративные установки ОЦР, в которых происходит отбор части пара НКРТ из турбины и направляется на смешение с НКРТ, идущим из конденсатора, тем самым повышается температура НКРТ на входе в испаритель [1, 3]. Также существует исполнение

каскадных установок ОЦР [4, 5]. Проводятся исследования в области двухфазного расширения НКРТ в цикле, где используются спиральные и винтовые расширители [6, 7].

Применение установок ОЦР находит широкое применение также и в цикле газотурбинных установок [8, 9]; для привода компрессора пароконденсационных холодильных установок [10, 11]; для выработки электроэнергии от солнечного излучения (от солнечных коллекторов) [12, 13] и др.

Одним из ключевых этапов проектирования установок ОЦР является выбор подходящего НКРТ.

Выбор подходящего НКРТ зависит от множества факторов: вида источника теплоты и его температуры, влияющих на термодинамическую эффективность; экологической безопасности, заключающейся в показателях потенциала глобального потепления (ПГП) и озоноразрушающего потенциала (ОРП); горючести и токсичности; границах термического разложения; стоимости и доступности; совместимости со смазочными материалами; эффективной мощности [14, 15].

Что касается типа источника теплоты, то здесь важным фактором является минимальная разница температур в точке сжатия (pinch-point, PP), от значения которой зависит давление в испарителе, температура НКРТ в конце испарителя и температура кипения [14, 16, 17].

НКРТ также разделяют на сухие, влажные и изэнтропные [16, 18]. К сухим относят вещества, у которых наклон линий насыщения соответствует $\frac{ds}{dt} > 0$; к влажным – $\frac{ds}{dt} < 0$; к изэнтропным – $\frac{ds}{dt} = 0$.

НКРТ также подразделяются на чистые вещества (присутствует один компонент, температура кипения не изменяется при постоянном давлении), зеотропные и азеотропные. К зеотропным веществам относят те, в которых присутствует смесь двух и более веществ с изменяющейся температурой кипения при постоянном давлении. К азеотропным относят вещества, в которых присутствует смесь двух и более веществ с постоянной температурой кипения при постоянном давлении [19–21].

Существует большое количество чистых, зеотропных и азеотропных НКРТ. Исследователи также уделяют внимание разработке смесей НКРТ, так как для каждой установки ОЦР в зависимости от температуры источника необходимо подобрать и оптимальное рабочее тело. Например, используется метод CAMD (*computer aided molecular design* – «автоматизированный метод молекулярного проектирования»), основной задачей которого является

разработка подходящих смесей НКРТ для конкретного случая применения ОЦР [21, 23].

В настоящем исследовании предлагается использовать ОЦР для утилизации теплоты ВЭР в производстве слабой азотной кислоты, работающего по схеме агрегата УКЛ-7. УКЛ-7 – это агрегат производства слабой азотной кислоты, работающий по методу Оствальда и имеющий единое проектное давление на всей стадии производства: как на стадии конверсии аммиака, так и на стадии абсорбции оксидов азота водой. Был выполнен анализ термодинамической эффективности разработанной тепловой схемы для нескольких уже существующих НКРТ, указанных в табл. 1. Упрощенная принципиальная схема агрегата УКЛ-7 представлена на рис. 1. Для производства слабой азотной кислоты по методу Оствальда используются три основных вещества: кислород, аммиак и вода. Агрегат УКЛ-7 работает следующим образом. Атмосферный воздух, пройдя фильтр, поступает в осевой компрессор 1, где сжимается до давления 0,342 МПа и нагревается в процессе сжатия до температуры 174 °С. После сжатия воздух поступает в теплообменник-охладитель (холодильник) 2, где охлаждается до температуры 42 °С водой водооборотного цикла через градирни, и теплота выбрасывается в окружающую среду (ОС).

Таблица 1. Список анализируемых НКРТ и их основные характеристики

№	НКРТ	$P_{кр}$, бар	$t_{кр}$, °С	$t_{кип}$, °С	$t_{тр}$, °С	ОРП	ПГП100	БП	Источник
1	R1234yf	33,8	94,7	-29,8	-53,2	0	4	A2L	[14]
2	R1234ze(E)	36,4	109	-19,3	-105	0	<1	A2L	[24]
3	R236fa	32	124,9	-1,5	-93,55	0	8060	A1	[14]
4	RC318	27,7	115,2	-6	-39,8	0	10300	A1	[14]
5	R1243zf	35,179	103,8	-25,42	-53,15	0	<1	A2	[25]
6	R600a	36,3	134	-12,1	-159	0	3	A3	[14]
7	R601	33,7	197	35,7	-130	0	5	A3	[14]
8	R227ea	29,2	101,8	-16,34	-126,8	0	3220	A1	[14]
9	R141b	42,12	204,4	32	-103,5	0,12	725	A2	[14]
10	R1270	45,6	91,1	-47,9	-185	0	3,1	A3	[25]
11	R290	42,5	96,7	-42,4	-188	0	4	A3	[14]
12	R134a	40,59	101	-26,09	-104,3	0	1300	A1	[14]

Примечание: $P_{кр}$ – критическое давление; $t_{кр}$ – критическая температура; $t_{кип}$ – температура кипения при н.у.; $t_{тр}$ – температура в тройной точке; ОРП – озоноразрушающий потенциал; ПГП100 – потенциал глобального потепления за 100 лет; БП – индекс безопасности; Источник – ссылка на источник, в котором данное НКРТ указано как используемое в ОЦР; A1 – негорючее и нетоксичное; A2 – с низкой воспламеняемостью и нетоксичное; A2L – с низкой воспламеняемостью и с высокой скоростью горения; A3 – воспламеняемое и нетоксичное по классификации ASHRAE (Классификация хладагентов по стандартам Американского общества инженеров по отоплению, охлаждению и кондиционированию воздуха).

После охлаждения воздух поступает в центробежный компрессор 5, где его давление повышается до 0,716 МПа и температура до 135 °С. Компрессор 1 приводится в работу от газовой турбины 3, которая работает от избыточного давления хвостового газа, идущего после очистки из остальной части производства. Расширенный и охлажденный хвостовой газ поступает в

котел-утилизатор (КУ) и экономайзер агрегата в узел подготовки питательной воды для образования пара и нагрева питательной воды соответственно. Другая часть механической работы турбины 3 передается через редуктор 4 на компрессор 5 и электрогенератор 6 для производства избыточной мощности.

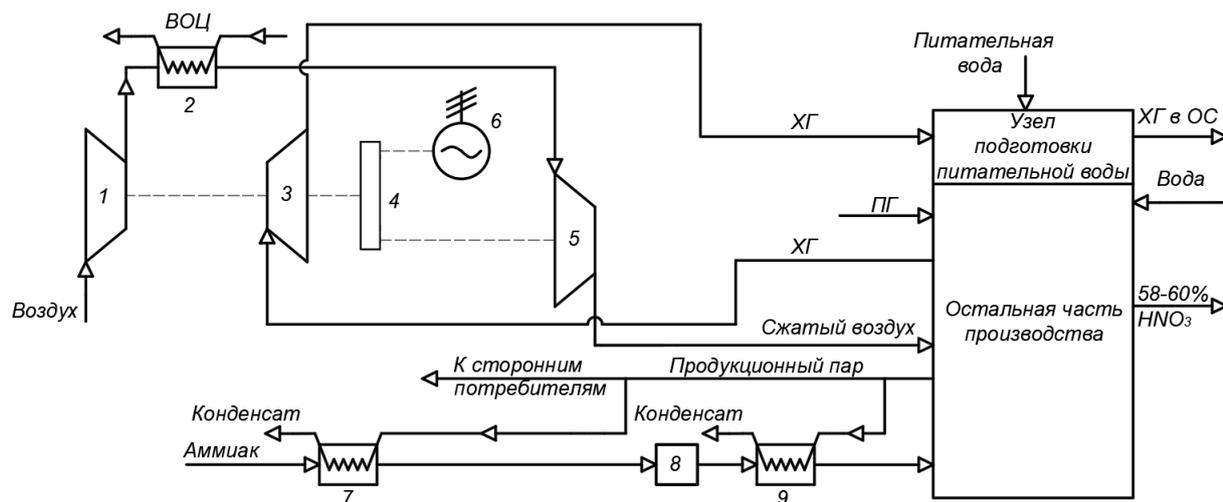


Рис. 1. Принципиальная схема агрегата УКЛ-7: 1 – осевой компрессор; 2 – холодильник; 3 – газовая турбина; 4 – редуктор; 5 – центробежный компрессор; 6 – электрогенератор; 7 – испаритель аммиака; 8 – фильтр аммиака; 9 – перегреватель аммиака; ВОЦ – водооборотный цикл; ХГ – хвостовой газ; ПГ – природный газ; ОС – окружающая среда; HNO_3 – азотная кислота

Аммиак поступает в состоянии жидкости в испаритель 7, где испаряется при давлении около 12 бар, проходит фильтр 8 и далее перегревается до температуры 110–180 °С в перегревателе 9. После чего поступает в остальную часть производства в контактный аппарат, где смешивается со сжатым воздухом, окисляется кислородом воздуха на катализаторе с выделением теплоты химических реакций. В контактном аппарате образуются оксиды азота NO. Полученная теплота химических реакций, которую несет уже нитрозный газ, утилизируется на производство пара в КУ. Полученный пар отправляется в сеть предприятия. Далее нитрозный газ также охлаждается и поступает в систему абсорбции, где абсорбируется абсорбентом – водой. Полученная в результате абсорбции 58–60 %-ная азотная кислота направляется на склад. Остатки газа (хвостовой газ) идут на очистку природным газом, где происходит выделение теплоты химических реакций. Очищенный хвостовой газ поступает в газовую турбину 3.

Наибольшим приходом теплоты в систему является теплота химических реакций окисления оксидов азота, абсорбции, конверсии и реактора очистки и составляет 77,28 % от общего прихода 46 МВт тепловой энергии в агрегат УКЛ-7. Теплота сгорания природного газа в камере сгорания природного газа реактора очистки составляет 17 %. Остальное – физическая теплота абсорбента, аммиака, воздуха, природного газа, поступающих в агрегат. Наибольший выход тепловой энергии (51,75 %) – это теплота, идущая на производство пара. Также полезной является теплота, которая преобразуется в электроэнергию в генераторе и составляет 0,126 % от общего прихода теплоты. Полезной является и теплота, уходящая с азотной кислотой, так как она является целевым продуктом и составляет 1,705 % от общего количества

теплоты. Однако 34 % теплоты уходит с водой водооборотного цикла (ВОЦ), являясь низкопотенциальной и среднеспотенциальной, как, например, теплота сжатого воздуха между компрессорами в холодильнике 2. Остальная выходящая теплота включает в себя потери с хвостовым газом и прочие потери, заключающиеся в несовершенстве процессов сжатия и расширения, и потери через стенки аппаратов.

Предлагается использовать теплоту сжатого воздуха между компрессорами для производства электроэнергии с помощью ОЦР. Разработанная тепловая схема представлена на рис. 2.

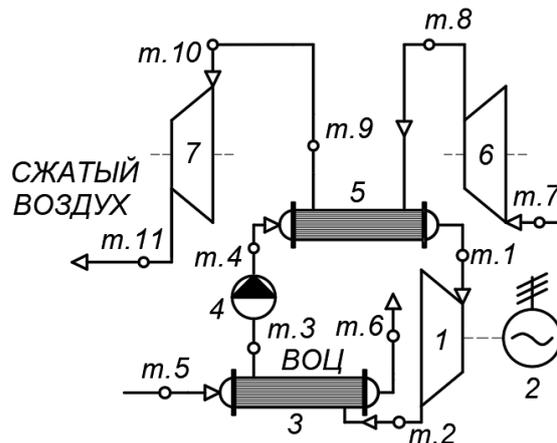


Рис. 2. Принципиальная схема утилизации теплоты сжатого воздуха посредством ОЦР: 1 – расширитель ОЦР; 2 – электрогенератор; 3 – конденсатор ОЦР; 4 – насос ОЦР; 5 – испаритель ОЦР; 6 – осевой компрессор; 7 – центробежный компрессор; ВОЦ – водооборотный цикл; т. 1 – т. 11 – соответствующие точки процессов схемы

Методы исследования. Основной задачей анализа предлагаемой тепловой схемы является выбор подходящего НКРТ, соответствующего максимальной эффективной мощности ОЦР. Для

выбора подходящего НКРТ предлагается следующая методика.

1. Задается давление P_2 (после расширителя, в конденсаторе ОЦР) в зависимости от двух условий: 1) температурного потенциала источника холода; 2) снижения средней температуры отвода теплоты из цикла.

2. Задается давление P_1 (перед расширителем, в испарителе) – от близкого к критическому до близкого к P_2 с учетом степени расширения.

3. Задается температура перегрева НКРТ на выходе из испарителя в зависимости от двух условий: 1) температурного потенциала источника теплоты (ВЭР) и его расходной теплоемкости; 2) эффективности теплообменника.

4. Определяются условия фазовых состояний в характерных точках процесса: 1,2 – газ, или перегретый газ, или насыщенный газ (в случае $\frac{ds}{dt} > 0$); 3,4 – жидкость.

5. Осуществляется проверка теплообмена в испарителе ОЦР.

6. Проверяется осуществление теплообмена в конденсаторе ОЦР.

7. Определяется эффективная мощность ОЦР с учетом КПД всех элементов. Осуществляется выбор НКРТ, соответствующих максимуму этой мощности, с соответствующими температурой t_1 и давлением P_1 НКРТ.

Для реализации методики разработан алгоритм анализа для тепловой схемы со следующими исходными данными: расход воздуха между компрессорами $G_{вх} = 25,78$ кг/с; теплоемкость воздуха $C_{p_{вх}} = 1,04$ кДж/кг·К; температура воздуха на входе в испаритель $t_1^{ВЭР} = 174$ °С (рис. 2, т. 8); температура воздуха на выходе из испарителя $t_2^{ВЭР} = 42$ °С (рис. 2, т. 9). Принято, что воздух охлаждается и передает тепловую мощность НКРТ в испарителе полностью, как и в изначальной схеме УКЛ-7 в охладителе 2 (см. рис. 1). Так как в настоящем исследовании рассматривается тепловая схема использования ОЦР и конкретные модели аппаратов ОЦР неизвестны, то для оценки показателей системы задаются значения КПД. Во многих работах, посвященных ОЦР, значения КПД также задаются для приближенной оценки эффективности ОЦР [1, 11]. Эти значения могут быть различны для каждого НКРТ и параметров НКРТ в цикле. Однако для упрощения принимается, что для каждого НКРТ для всех рассматриваемых параметров значения КПД фиксированы и соответственно приняты: КПД, учитывающий механические потери $\eta_m = 90$ %; потери в электродвигателе $\eta_{эд} = 80$ %; потери в редукторе расширителя (редуктор расширителя не показан на схеме рис. 2) $\eta_p = 90$ %; потери в электрогенераторе $\eta_{эг} = 85$ %; внутренние потери при сжатии в насосе $\eta_{oi} = 70$ %; внутренние потери в

расширителе $1 \eta_{oi} = 80$ %. Температура воздуха в т. 11 равна 135 °С, в т. 7 температура атмосферного воздуха принята 20 °С (рис. 2).

Алгоритм анализа тепловой схемы следующий. Источником холода в конденсаторе ОЦР принят водооборотный цикл с градирней с температурным графиком 25/32 °С (рис. 2, т. 5 / т. 6). Температура НКРТ в т. 3 принята равной $t_3 = 25 + 7 = 32$ °С, т. е. на 7 °С выше начальной температуры охлаждающей воды. Температура насыщения НКРТ в конденсаторе принята на 5 °С выше температуры НКРТ в т. 3 и составляет $t_{кс} = 37$ °С. По данной температуре насыщения определяется давление НКРТ в конденсаторе P_2 .

Давление P_1 варьируется в интервале $[P_{кр} - 1 \text{ бар}; P_2 + 1 \text{ бар}]$ с шагом 1 бар, где $P_{кр}$ – критическое давление соответствующего НКРТ. Рассматриваемый ОЦР – докритический.

Для каждого давления задается температура перегрева НКРТ (на выходе из испарителя) $t_1 = t_1^{ВЭР} - \Delta t$ где $\Delta t = [10 - 100]$ °С с интервалом 10 °С. Таким образом, варьируется эффективность испарителя ОЦР для каждого из значений P_1 .

Для каждого давления, при котором варьируется t_1 , определяются фазовые состояния точек цикла 1,2,3,4 на нужное фазовое состояние и рассчитываются параметры цикла для каждого давления. Если т. 1,2 не входят в область газа, и 3,4 – в область жидкости ни для одной из температур и давлений, то соответствующий НКРТ далее не рассматривается.

Затем производится проверка теплообмена в испарителе. Пересечение потоков теплообмена наблюдается в области жидкости НКРТ и в области испарения НКРТ (рис. 3). С определенным шагом температур от начала нагрева жидкости НКРТ и до начала испарения НКРТ сравниваются температуры теплоносителей (рис. 4). Если присутствует разница температур меньше 5 °С (Δt_{min}), то НКРТ исключается из анализа.

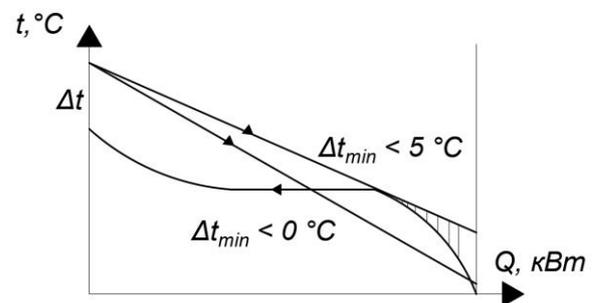


Рис. 3. Принципиальная t, Q -диаграмма испарителя ОЦР с вариантами пересечений линий теплообмена воздуха и НКРТ

С учетом заданных температур НКРТ в конденсаторе и температур воды ВОЦ пересечения потоков теплообмена не будет и для данной схемы проверка теплообмена в конденсаторе выполняется.

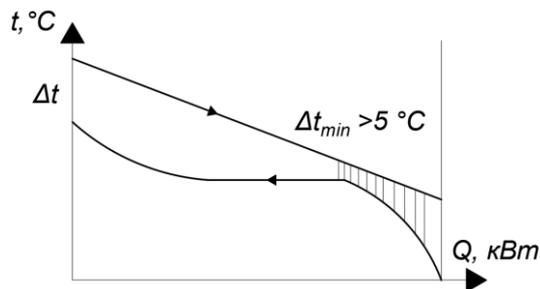


Рис. 4. Принципиальная t, Q -диаграмма испарителя ОЦР с выполненным условием минимальной разницы температур между потоками теплообмена

В области жидкости НКРТ рассчитывается тепловая мощность Q_i для каждого НКРТ, для каждого давления и для каждой из температур в интервале Δt_{\min} с шагом удельной энтальпии НКРТ по линии теплообмена $h_i = 1$ кДж/кг, где $h_i \in [h_4; h_1]$; $h_4; h_1$ – удельные энтальпии НКРТ после сжатия в насосе (на входе в испаритель) и перед расширителем (на выходе из испарителя), кДж/кг. Для каждой полученной Q_i определяется соответствующая температура воздуха в данной точке по линии теплообмена и сравнивается с температурой НКРТ (рис. 5). При этом должны выполняться условия: $\Delta t_{\min} = (t_{\text{и}}^{\text{БЭР}} - t_{\text{и}}) > 5^\circ\text{C}$ и $\Delta t_{\min} = (t_0^{\text{БЭР}} - t_0) > 5^\circ\text{C}$.

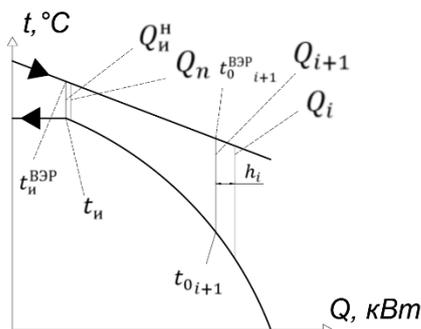


Рис. 5. Схема определения минимальной разницы температур между потоками теплообмена воздуха и рассматриваемых НКРТ в t, Q -диаграмме: t_0 – температура НКРТ в области жидкости при соответствующей энтальпии h_i ; $t_0^{\text{БЭР}}$ – температура воздуха при соответствующей температуре НКРТ t_0 и тепловой мощности Q_{i+1} ; $Q_{\text{и}}^{\text{H}}$ – тепловая мощность в испарителе, соответствующая началу испарения НКРТ; $t_{\text{и}}^{\text{БЭР}}$ – температура воздуха в начале испарения НКРТ; $t_{\text{и}}$ – температура начала испарения НКРТ ($t_{\text{кс}}$); i – номер шага определения тепловой мощности по h_i ; n – количество шагов по i .

НКРТ не подходит для использования в ОЦР и далее не рассматривается, если при всех рассматриваемых значениях P_1 и t_1 не выполняется условие $\Delta t_{\min} > 5$.

При этом для подходящих по условиям теплообмена значений P_1 и t_1 определяется

эффективная мощность ОЦР для соответствующего НКРТ. Среди полученного списка значений эффективной мощности ОЦР выбирается максимальное значение этой мощности и соответствующие значения P_1 и t_1 .

Для анализа энергоэффективности агрегата УКЛ-7 используется такой параметр, как коэффициент полезного использования тепловой энергии (КПИ) [26], который определяется по формуле

$$\text{КПИ} = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{подв}}} = \frac{Q_{\text{подв}} - Q_{\text{пот}}}{Q_{\text{подв}}}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{пол}}$ – полезная тепловая энергия, равная количеству теплоты, используемому для получения полезного продукта, или количеству теплоты полезного продукта, кВт; $Q_{\text{подв}}$ – общее количество теплоты, подведенной к системе, кВт; $Q_{\text{пот}}$ – количество тепловой энергии, выбрасываемой в ОС, кВт.

Для агрегата УКЛ-7 полезной тепловой энергией является: теплота, идущая на производство вторичного пара (51,75 %); теплота, перешедшая в электроэнергию в генераторе газовой турбины (0,126 %); теплота, уходящая с азотной кислотой (1,705 %), так как азотная кислота является целевым продуктом.

Расчет параметров ОЦР проводился по уравнениям термодинамического анализа. Термодинамические свойства веществ определялись через библиотеку CoolProp Wrapper.

Результаты. Зависимость максимальной полезной эффективной мощности ОЦР от изменения температуры перегрева представлена на рис. 6. Параметры ОЦР (давление, КПД, расход, КПИ, температура перегрева Δt_{\min}), соответствующие максимальной мощности ОЦР, для рассматриваемых НКРТ по результатам анализа представлены в табл. 2 в порядке убывания по эффективной мощности ОЦР.

При понижении температуры перегрева НКРТ на выходе из испарителя эффективная мощность ОЦР постепенно возрастает, а затем происходит резкий рост и достигается максимум. С дальнейшим понижением температуры перегрева эффективная мощность ОЦР снова снижается для каждого НКРТ. Среди рассматриваемых НКРТ максимальная эффективная мощность ОЦР достигается при R236fa и составляет 234 кВт с увеличением КПИ УКЛ-7 на 0,5 % и термическим и эффективным КПД 14,57 и 6,6 % соответственно (см. табл. 2). Вторым по максимальному значению мощности является R1234ze(E) с мощностью ОЦР 202 кВт и увеличением КПИ УКЛ-7 на 0,432 % и термическим и эффективным КПД 13 и 5,7 % соответственно, третьим и четвертым – RC318 и R1243zf с мощностью ОЦР 201 и 193 кВт и увеличением КПИ на 0,43 и 0,413 %, с термическим КПД 12,76 и 12,74 % и эффективным КПД 5,67 и 5,45 % соответственно.

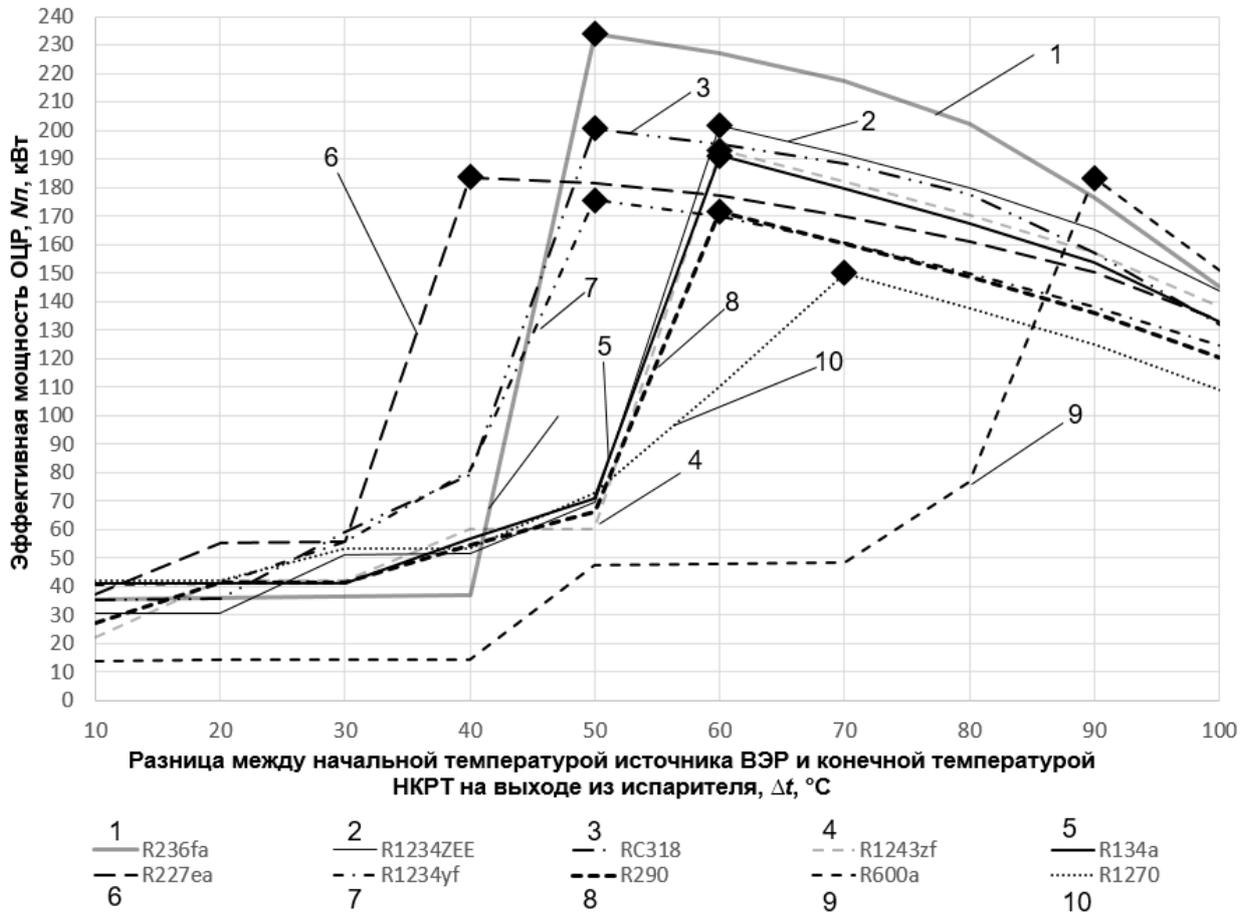


Рис. 6. Зависимость максимальной эффективной мощности ОЦР от разницы температур на выходе из испарителя между начальной температурой ВЭР и НКРТ

Таблица 2. Параметры НКРТ при разнице температур в испарителе, соответствующей максимальной полезной эффективной мощности ОЦР (в порядке убывания)

№	НКРТ	Δt , °C	P_1 , МПа	P_2 , МПа	N_n , кВт	η_t , %	$\eta_{эф}$, %	$G_{нкрт}$, кг/с	$\Delta КПИ$, %
1	R236fa	50	2,9	0,399	234	14,57	6,6	19,2	0,5
2	R1234ze(E)	60	3,135	0,706	202	13	5,7	17,24	0,432
3	RC318	50	2,678	0,451	201	12,76	5,67	22,8	0,43
4	R1243zf	60	3,218	0,818	193	12,74	5,45	15,8	0,413
5	R134a	60	3,759	0,937	191,3	12,68	5,4	16,71	0,41
6	R227ea	40	3,825	0,646	183,6	11,67	5,19	19,5	0,39
7	R1234yf	50	3,282	0,943	175,5	11,69	4,96	17	0,38
8	R290	60	4,051	1,277	171,4	12,33	4,84	8,58	0,37
9	R600a	100	1,129	0,49	150,9	8,55	4,264	9,44	0,323
10	R1270	70	4,155	1,54	149,9	11,2	4,237	9,23	0,32
11	R141b	—	—	—	—	—	—	—	—
12	R601	—	—	—	—	—	—	—	—

Примечание: Δt — разность температуры перегрева НКРТ в испарителе, °C; P_1 — давление НКРТ перед расширителем, МПа; P_2 — давление НКРТ в конденсаторе, МПа; N_n — полезная максимальная эффективная мощность ОЦР, кВт; η_t — термический КПД ОЦР, %; $\eta_{эф}$ — эффективный КПД ОЦР, %; $G_{нкрт}$ — расход НКРТ в ОЦР, кг/с; $\Delta КПИ$ — увеличение КПИ агрегата УКЛ-7, % (см. (1)).

Для остальных НКРТ эффективная мощность еще ниже и минимальное значение принимает при R1270 и составляет 149,9 кВт с увеличением КПИ на 0,32 %, с термическим и эффективным КПД 11,2 и 4,237 % соответственно. При этом для R141b и R601 значения не указаны, так как для данных НКРТ по результатам анализа по предложенной методике проверяемые условия

не выполняются и эти вещества не подходят для использования в ОЦР предлагаемой тепловой схемы утилизации теплоты сжатого воздуха.

Стоит также учитывать экологические характеристики НКРТ. У R236fa ОРП равен 0, однако имеет ПГП за 100 лет 8060, что является показателем сильного влияния на глобальное

потепление (см. табл. 1). Аналогично и для RC318 ПГП за 100 лет имеет высокое значение и равен 10300 при ОРП равном 0. С учетом экологических характеристик НКРТ наиболее предпочтительными из 12 рассматриваемых НКРТ являются НКРТ R1234ze(E) и R1243zf, имеющие значение ПГП за 100 лет < 1 , ОРП равное 0 и максимальной эффективной мощности ОЦР 202 и 193 кВт соответственно.

Что касается температур перегрева НКРТ, то для R1234ze(E) и R1243zf максимальная эффективная мощность достигается при разнице температур $\Delta t = 60$ °С, что соответствует температуре в т. 1 (см. рис. 2), равной 114 °С. Когда как для R236fa значение Δt составляет 50 °С, т.е. температура перед расширителем равна 124 °С, что означает более высокую температуру на выходе из теплообменника и требование к более высокой эффективности теплообменника.

На рис. 7 представлена t - Q -диаграмма в испарителе для R1234ze(E) при максимальной эффективной мощности ОЦР. На рис. 8 для наглядности представлена t - s -диаграмма цикла ОЦР тепловой схемы утилизации теплоты сжатого воздуха R1234ze(E).

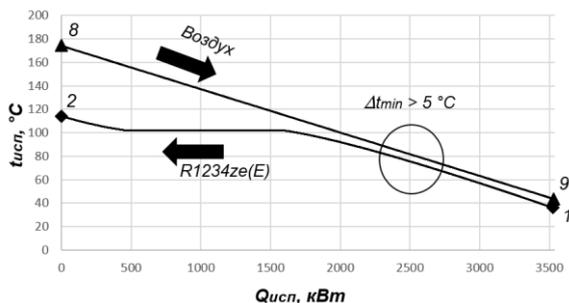


Рис. 7. t - Q -диаграмма теплообмена в испарителе ОЦР для R1234ze(E): $Q_{исп}$ – тепловая мощность в испарителе, кВт; $t_{исп}$ – температура в испарителе, °С; 1,2,8,9 – характерные точки процессов (см. рис. 3)

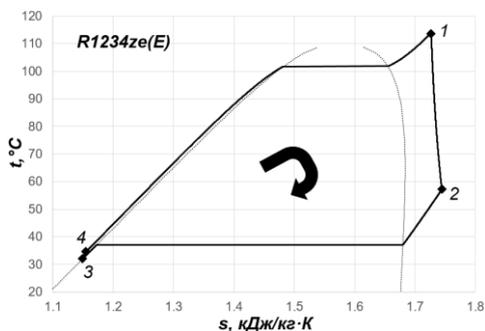


Рис. 8. t - s -диаграмма теплообмена в испарителе ОЦР для R1234ze(E): s – удельная энтропия НКРТ, кДж/кг·К; t – температура в испарителе, °С; 1,2,3,4 – характерные точки процессов в цикле (см. рис. 3)

Анализ полученных данных (рис. 7) показывает, что минимальная разница температур расположена в области жидкости НКРТ. Таким

образом, минимальный температурный напор теплообменника или теплообменников в случае исполнения испарителя ОЦР несколькими теплообменниками для нагрева жидкости НКРТ, испарения и перегрева, будет находиться при нагревании жидкой фазы. Минимальная разница температур в области жидкости НКРТ присутствует и для R236fa, и для R1243zf.

Выводы. Установки, работающие по органическому циклу Ренкина, являющиеся одним из способов утилизации теплоты вторичных энергетических ресурсов среднего и низкого потенциала. В настоящее время происходит стремительное развитие как самих установок, так и методов подбора оптимальной рабочей жидкости для цикла из существующих и созданием подходящих смесей низкокипящих рабочих тел. Также расширяется сфера применения установок – от промышленности до возобновляемой энергетики.

Предложенная тепловая схема утилизации теплоты сжатого воздуха в производстве слабой азотной кислоты в агрегате УКЛ-7 на основе органического цикла Ренкина имеет наибольшую эффективную мощность 234 кВт при использовании вещества R236fa. Однако данное вещество имеет высокое значение потенциала глобального потепления 8060 за 100 лет, что делает его экологически небезопасным. В связи с этим из 12 рассмотренных веществ предпочтительными с точки зрения потенциала глобального потепления за 100 лет и нулевого озоноразрушающего потенциала являются вещества R1234ze(E) и R1243zf, имеющие потенциал глобального потепления за 100 лет менее 1. Однако мощность цикла при таких веществах ниже и составляет 202 и 193 кВт для R1234ze(E) и R1243zf соответственно. Точка минимальной разницы температур R236fa, R1234ze(E) и R1243zf в испарителе цикла находится в области нагрева жидкости низкокипящего рабочего вещества, что подразумевает низкий температурный напор в этой области теплообмена и требование к ее большей эффективности (эффективности теплообменника) при нагреве НКРТ и, как следствие, большую площадь теплообмена.

Таким образом, использование органического цикла Ренкина является одним из эффективных способов утилизации тепловых вторичных энергетических ресурсов, используемых в промышленности, например в производстве азотной кислоты.

Список литературы

1. Alkotami A. Thermodynamic Performance Analysis and Design of an Organic Rankine Cycle (ORC) Driven by Solar Energy for Power Generation // Sustainability. – 2025. – Vol. 17, issue 13. – P. 5742. <https://doi.org/10.3390/su17135742>
2. Thermodynamic, economic, and environmental evaluation of internal combustion engine exhaust gas-

driven Organic Rankine cycles for power generation and desalination / Mohammad Waqas Chandio, Laveet Kumar, Abdul Ghafoor Memon, Mohamed M. Awad // *International Journal of Thermofluids*, – 2025. – Vol. 25. – P. 101046. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2024.101046>

3. **Das Mainak, Reddy K.S.** Modelling and optimization of combined supercritical carbon dioxide Brayton cycle and organic Rankine cycle for electricity and hydrogen production // *Applied Energy*. – 2025, – Vol. 377, Part C. – P. 124586. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2024.124586>.

4. **Thermodynamic** analysis of a cascade organic Rankine cycle power generation system driven by hybrid geothermal energy and liquefied natural gas / Z. Pan, Y. Fu, H. Chen, Y. Song // *Front. Energy Res.* – 2024. – Vol. 12. – P. 1474714. DOI: 10.3389/fenrg.2024.1474714.

5. **Optimization** and exergy analysis of a cascade organic Rankine cycle integrated with liquefied natural gas regasification process / M. Fakhrazadeh, N. Tahouni, M. Abbas, M.H. Panjeshahi // *International Journal of Refrigeration*. – 2023. – Vol. 156. – P. 186–197. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.10.004>.

6. **Bellos E.** A review of organic Rankine cycles with partial evaporation and dual-phase expansion // *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. – 2024. – Vol. 72. – P. 104059. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2024.104059>.

7. **Experimental** assessment of an Organic Rankine Cycle with a partially evaporated working fluid / F. Dawo, J. Buhr, Ch. Schiffelechner, et al. // *Applied Thermal Engineering*. – 2023. – Vol. 221. – P. 119858. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119858>.

8. **Разработка** комплексной энергетической установки с рекуперацией теплоты уходящих газов / Б. Бу Дакка, И.А. Султангузин, Ю.В. Яворовский, С.Ю. Курзанов // *Вестник МЭИ*. – 2025. – № 1. – С. 100–109. DOI: 10.24160/1993-6982-2025-1-100-109.

9. **Matuszewska D.** Economic Analysis of Gas Turbine Using to Increase Efficiency of the Organic Rankine Cycle // *Sustainability*. – 2024. – Vol. 16. – P. 75. <https://doi.org/10.3390/su16010075>

10. **Comparative** study of two novel composition adjustable organic Rankine cycle-vapor compression refrigeration systems / X. Xia, H. Zhang, Z. Wang, et al. // *Thermal Science and Engineering Progress*. – 2025. – Vol. 57. – P. 103179. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2024.103179>.

11. **Witanowski, Ł.** Optimization of an Organic Rankine Cycle–Vapor Compression Cycle System for Electricity and Cooling Production from Low-Grade Waste Heat // *Energies*. – 2024. – Vol. 17. – P. 5566. <https://doi.org/10.3390/en17225566>.

12. **Gonidaki D., Bellos E., Kaldellis J.K.** Design and Dynamic Simulation of a Solar-Driven Organic Rankine Cycle with Zeotropic Mixture. *Sol. // Energy*. – 2025. – Vol. 301. – P. 113948.

13. **Performance** and economic analyses of organic rankine cycle integrated with parabolic trough solar collector using multiple dry working fluids / M.S. Arif, L. Kumar, M.W. Chandio, et al. // *Environ Prog Sustainable Energy*. – 2025. – Vol. 44(6). – P. e70079. DOI:10.1002/ep.70079

14. **Shalby M., Marachli A., Salah A.** Working fluid selection and performance analysis for subcritical organic Rankine cycles // *Results in Engineering*, – 2025. – Vol. 25. – P. 104120. <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2025.104120>.

15. **Operational** flexibility-oriented selection of working fluid for organic Rankine cycles via Bayesian optimization / J. Wang, Y. Zhang, C. Mei, L. Zhu // *Computers & Chemical Engineering*. – 2025. – Vol. 197. – P. 109043. <https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2025.109043>.

16. **Bellos E.** A detailed analysis of waste heat recovery organic Rankine cycle with partial evaporation and different working fluids // *Applied Thermal Engineering*. – 2025. – Vol. 263. – P. 125410. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.125410>.

17. **Study** and application of the shift-temperature of heating fluid for zeotropic mixtures in organic Rankine cycle / S. Bu, X. Yang, W. Li, et al. // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. – 2023. – Vol. 145, Part A. – P. 106808. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2023.106808>.

18. **Mohan S., Dinesha P., Campana Pietro Elia.** ANN-PSO aided selection of hydrocarbons as working fluid for low-temperature organic Rankine cycle and thermodynamic evaluation of optimal working fluid // *Energy*. – 2022. – Vol. 259. – P. 124968. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124968>.

19. **Javed S., Tiwari A.K.** Performance analysis of zeotropic mixture as a working fluid for medium temperature in regenerative Organic Rankine cycle // *Process Safety and Environmental Protection*. – 2023. – Vol. 179. – P. 864–872. <https://doi.org/10.1016/j.psep.2023.09.043>.

20. **Parametric** analysis and thermal-economical optimization of a parallel dual pressure evaporation and two stage regenerative organic Rankine cycle using mixture working fluids / Yongqiang Feng, Yu Wang, Lin Yao, et al. // *Energy*. – 2023. – Vol. 263, Part A. – P. 125670. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125670>.

21. **Development** of selection criteria of zeotropic mixtures as working fluids for the trans-critical organic Rankine cycle / Z. Miao, Z. Wang, P. Sabev Varbanov, et al. // *Energy*. – 2023. – Vol. 278, Part A. – P. 127811. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.127811>.

22. **On the CAMD** method based on PC-SAFT for working fluid design of a high-temperature organic Rankine cycle / E. Wang, J. Mao, B. Zhang, Y. Wang // *Energy*. – 2023. – Vol. 263, Part D. – P. 125935. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125935>.

23. **Working** fluid and system optimisation of organic Rankine cycles via computer-aided molecular design: A review / C.N. Markides, A. Bardow, M. De Paepe, et al. // *Progress in Energy and Combustion Science*. – 2025. – Vol. 107. – P. 101201. <https://doi.org/10.1016/j.peccs.2024.101201>

24. **Овсянник А.В., Ключинский В.П.** Выбор, расчет и термодинамический анализ турбоустановок на органическом цикле Ренкина // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. – 2022. – Т. 65, № 1. – С. 76–88. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-1-76-88>.

25. **Bekiloğlu H.E., Bedir H., Anlaş G.** Optimal selection of Organic Rankine cycle working fluids and geometric parameters of Condensers // *Applied Thermal Engineering*. – 2025. – Vol. 280, Part 2. – P. 128242. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.128242>.

26. **Маленков А.С.** Разработка перспективной системы теплохладоснабжения на основе абсорбционных трансформаторов теплоты: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.04. – М., 2018. – 188 с.

References

1. Alkotami, A. Thermodynamic Performance Analysis and Design of an Organic Rankine Cycle (ORC) Driven by Solar Energy for Power Generation. *Sustainability*, 2025, vol. 17, issue 13, p. 5742. <https://doi.org/10.3390/su17135742>

2. Chandio, M.W., Kumar, L., Memon, A.G., Awad, M.M. Thermodynamic, economic, and environmental evaluation of internal combustion engine exhaust gas-driven Organic Rankine cycles for power generation and desalination.

International Journal of Thermofluids, 2025, vol. 25, p. 101046. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2024.101046>

3. Das, M., Reddy, K.S. Modelling and optimization of combined supercritical carbon dioxide Brayton cycle and organic Rankine cycle for electricity and hydrogen production. *Applied Energy*, 2025, vol. 377, part C, p. 124586. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2024.124586>.

4. Pan, Z., Fu, Y., Chen, H., Song, Y. Thermodynamic analysis of a cascade organic Rankine cycle power generation system driven by hybrid geothermal energy and liquefied natural gas. *Front. Energy Res*, 2024, vol. 12, p. 1474714. DOI: 10.3389/fenrg.2024.1474714.

5. Fakharzadeh, M., Tahouni, N., Abbasi, M., Panjeshahi, M.H. Optimization and exergy analysis of a cascade organic Rankine cycle integrated with liquefied natural gas regasification process. *International Journal of Refrigeration*, 2023, vol. 156, pp. 186–197. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.10.004>.

6. Bellos, E. A review of organic Rankine cycles with partial evaporation and dual-phase expansion. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2024, vol. 72, p. 104059. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2024.104059>.

7. Dawo, F., Buhr, J., Schiffechner, Ch., Wieland, Ch., Spliethoff, H. Experimental assessment of an Organic Rankine Cycle with a partially evaporated working fluid. *Applied Thermal Engineering*, 2023, vol. 221, p. 119858. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119858>.

8. Bu Dakka, B., Sultanguzin, I.A., Yavorovskiy, Yu.V., Kurzanov, S.Yu. Razrabotka kompleksnoy energeticheskoy ustanovki s rekuperatsiyey teploty ukhodyashchikh gazov [Development of an Integrated Power Plant with Exhaust Gas Heat Recovery]. *Vestnik MEI*, 2025, no. 1, pp. 100–109. DOI: 10.24160/1993-6982-2025-1-100-109.

9. Matuszewska, D. Economic Analysis of Gas Turbine Using to Increase Efficiency of the Organic Rankine Cycle. *Sustainability*, 2024, vol. 16, p. 75. <https://doi.org/10.3390/su16010075>.

10. Xia, X., Zhang, H., Wang, Z., Sun, T., Yang, C., Bo peng, Jiang, T. Comparative study of two novel composition adjustable organic Rankine cycle-vapor compression refrigeration systems. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2025, vol. 57, p. 103179. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2024.103179>.

11. Witanowski, Ł. Optimization of an Organic Rankine Cycle–Vapor Compression Cycle System for Electricity and Cooling Production from Low-Grade Waste Heat. *Energies*, 2024, vol. 17, p. 5566. <https://doi.org/10.3390/en17225566>

12. Gonidaki, D., Bellos, E., Kaldellis, J.K. Design and Dynamic Simulation of a Solar-Driven Organic Rankine Cycle with Zeotropic Mixture. *Sol. Energy*, 2025, vol. 301, p. 113948.

13. Arif, M.S., Kumar, L., Chandio, M.W., Raza, M.A., Harijan, K. Performance and economic analyses of organic Rankine cycle integrated with parabolic trough solar collector using multiple dry working fluids. *Environ Prog Sustainable Energy*, 2025, vol. 44(6), p. e70079. DOI:10.1002/ep.70079

14. Shalby, M., Marachli, A., Salah, A. Working fluid selection and performance analysis for subcritical organic Rankine cycles. *Results in Engineering*, 2025, vol. 25, p. 104120. <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2025.104120>.

15. Wang, J., Zhang, Y., Mei, C., Zhu, L. Operational flexibility-oriented selection of working fluid for or-

ganic Rankine cycles via Bayesian optimization. *Computers & Chemical Engineering*, 2025, vol. 197, p. 109043. <https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2025.109043>.

16. Bellos, E. A detailed analysis of waste heat recovery organic Rankine cycle with partial evaporation and different working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 2025, vol. 263, p. 125410. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.125410>.

17. Bu, S., Yang, X., Li, W., Su, C., Wang, X., Liu, X., Yu, N., Wang, G., Tang, J. Study and application of the shift-temperature of heating fluid for zeotropic mixtures in organic Rankine cycle. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2023, vol. 145, part A, p. 106808. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2023.106808>.

18. Mohan, S., Dinesha, P., Campana, P.E. ANN-PSO aided selection of hydrocarbons as working fluid for low-temperature organic Rankine cycle and thermodynamic evaluation of optimal working fluid. *Energy*, 2022, vol. 259, p. 124968. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124968>.

19. Javed, S., Tiwari, A.K. Performance analysis of zeotropic mixture as a working fluid for medium temperature in regenerative Organic Rankine cycle. *Process Safety and Environmental Protection*, 2023, vol. 179, pp. 864–872. <https://doi.org/10.1016/j.psep.2023.09.043>.

20. Feng, Y., Wang, Y., Yao, L., Xu, Jing-wei, Zhang, Fei-yang, He, Zhi-xia, Wang, Q., Ma, Jian-long. Parametric analysis and thermal-economical optimization of a parallel dual pressure evaporation and two stage regenerative organic Rankine cycle using mixture working fluids. *Energy*, 2023, vol. 263, part A, p. 125670. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125670>.

21. Miao, Z., Wang, Z., Sabev Varbanov, P., Klemeš, J.J., Xu, J. Development of selection criteria of zeotropic mixtures as working fluids for the transcritical organic Rankine cycle. *Energy*, 2023, vol. 278, part A, p. 127811. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.127811>.

22. Wang, E., Mao, J., Zhang, B., Wang, Y. On the CAMD method based on PC-SAFT for working fluid design of a high-temperature organic Rankine cycle. *Energy*, 2023, vol. 263, part D, p. 125935. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125935>.

23. Markides, C.N., Bardow, A., De Paepe, M., De Servi, C., Gross, J., Haslam, A.J., Lecompte, S., Papadopoulos, A.I., Oyewunmi, C.O. Working fluid and system optimisation of organic Rankine cycles via computeraided molecular design: A review. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2025, vol. 107, p. 101201. <https://doi.org/10.1016/j.peccs.2024.101201>.

24. Ovsyannik, A.V., Klyuchinskiy, V.P. Vybor, raschet i termodinamicheskiy analiz turbostanovok na organicheskom tsikle Renkina [Selection, Calculation and Thermodynamic Analysis of Turbine Units Based on the Organic Rankine Cycle]. *Energetika. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy i energeticheskikh ob'yedineniy SNG*, 2022, vol. 65, no. 1, pp. 76–88. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-1-76-88>.

25. Bekiloğlu, H.E., Bedir, H., Anlaş, G. Optimal selection of Organic Rankine cycle working fluids and geometric parameters of Condensers. *Applied Thermal Engineering*, 2025, vol. 280, part 2, p. 128242. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.128242>.

26. Malenkov, A.S. Razrabotka perspektivnoy sistemy teplokhodosnabzheniya na osnove absorbtionnykh transformatorov teploty: diss. ... kand. tekhn. nauk [Development of a promising heat and cold supply system based on absorption heat transformers. Cand. tech. sci. diss.]. Moscow, 2018. 188 p.