

УДК 621.165

В.А. Маляренко¹, А.Л. Шубенко², С.Ю. Андреев³,
А.В. Сенецкий², Н.Ю. Бабак², И.А. Темнохуд¹

¹Харьковский национальный университет городского хозяйства им. А.Н. Бекетова, Харьков

²Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, Харьков

³КП «Харьковские тепловые сети», Украина, Харьков

КОГЕНЕРАЦИЯ В КОТЕЛЬНЫХ НА ОСНОВЕ ОРГАНИЧЕСКОГО ЦИКЛА РЕНКИНА

На основании анализа реализации энергосбережения на коммунальных котельных с применением органического цикла Ренкина выполнены расчетные исследования тепловых схем для низкокипящего рабочего тела. В качестве объекта исследования выбрана котельная г. Харькова с водогрейными котлами ПТВМ-100. Применительно к котельной рассмотрена возможность утилизации тепла дымовых газов и частичный отбор теплоты от сетевой воды для реализации ОРС цикла. В зависимости от применяемой тепловой схемы и параметров используемой теплоты получены мощностные характеристики паротурбинной установки.

Ключевые слова: энергосбережение, вторичные энергетические ресурсы, когенерация, низкокипящее рабочее тело, тепловая схема, котел водогрейный, сетевая вода, дымовые газы.

Введение

Вопросам повышения эффективности использования топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) уделяется все большее внимание. Это, в первую очередь, связано с несовершенством технологических процессов большинства топливосжигающих предприятий [1]. Одним из направлений экономии ТЭР является более глубокое использование тепла сжигаемого топлива, в том числе путем утилизации низкопотенциальной сбросной теплоты с целью выработки дополнительной энергии для потребителей [2–4].

Значительным потенциалом сбросной теплоты обладает коммунальная энергетика, температура уходящих газов котельных агрегатов которых составляет 90–150 °С [5]. Использование теплоты такого потенциала возможно с применением замкнутых паротурбинных циклов на низкокипящих рабочих телах (НРТ) [6–10]. Реализация тепловых схем на НРТ позволяет вырабатывать электрическую энергию за счет повышения эффективности использования вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) в виде дымовых газов (ДГ), которые сбрасываются в окружающую среду, и частично отбор тепла от сетевой воды.

Целесообразность реализации ОРС циклов на котельных

В [11, 12] приведены результаты исследований особенностей функционирования утилизационного ОРС контура, использующего тепло дымовых газов котла, работающего на природном газе. В этих работах на основе оптимизационных расчетов в

качестве рабочего тела предложено для диапазона температур теплоисточника от 80 до 130 °С использовать R245fa, а в диапазоне температур 130–180 °С – двухкомпонентное рабочее тело i-C₄H₁₀/R141b. На входе в турбину эти рабочие тела должны нагреваться до сверхкритических параметров. Однако при их использовании возникают определенные трудности, связанные, с их отсутствием на рынке Украины и сложностью использования смесового рабочего тела (соблюдения пропорции между компонентами при восполнении утечек в процессе эксплуатации).

Выбор однокомпонентных рабочих тел, имеющихся на рынке Украины, представлен в [5], где также выполнена оценка целесообразности реализации замкнутых паротурбинных циклов на основе использования дымовых газов водогрейных котельных в качестве источника теплоты для ОРС контура. Рассмотрен вариант реализации органического цикла Ренкина на примере водогрейного котла ПТВМ-100 одной из котелен г. Харькова. Проведенный анализ показал, что электрическая мощность паротурбинного цикла может варьироваться в широком диапазоне (50–2000 кВт), что зависит от множества факторов (теплового режима котла, схемы подключения ОРС контура и т.д.), влияющих на выбор оборудования при проектировании и режимов в процессе эксплуатации. Для водогрейного котельного агрегата ПТВМ-100 температура дымовых газов при изменении тепловой нагрузки в диапазоне 25–60 Гкал/час составляет 85–119 °С при КПД цикла 5,6–8,8 %. Даже при относительно низкой эффективности ОРС контура, его применение позволяет использовать сбросное тепло малого

потенциала для выработки электроэнергии без дополнительного сжигания топлива [5].

Постановка задачи

Рассмотрим возможности реализации в мощной водогрейной котельной, работающей на природном газе, когенерационной установки на базе ORC контура. В качестве источника теплоты для ORC контура служит бросовая энергия дымовых газов котельного агрегата и частичный отбор теплоты от сетевой воды, учитывается возможность работы моноблока или дубльблока (один либо несколько котлов и одна турбина).

Задачи исследования сформулированы следующим образом:

- выбор объекта исследования (определение технических характеристик и режимов работы мощной водогрейной котельной) для создания когенерационной установки;

- выбор низкокипящего рабочего тела для ORC цикла в зависимости от режима работы котельной;

- синтез тепловой схемы когенерационной установки на базе ORC контура, обеспечивающей перевод водогрейной котельной в мини-ТЭЦ, с генерацией электроэнергии для частичного покрытия собственных нужд.

Выбор объекта исследования с целью создания когенерационной установки

В качестве объекта исследования в первую очередь целесообразно рассматривать мощные водогрейные котлы, например, типа ПТВМ.

Рассмотрим возможность реализации когенерации на основе использования ORC контура на примере районной котельной г. Харькова, установленной тепловой мощностью 400 Гкал/час и установленной электрической нагрузкой 5829 кВт (согласно имеющегося оборудования). Реальная максимальная электрическая мощность, используемая в декабре, составляет 2770 кВт. В составе котельной находится 4 котла – ПТВМ-100 на природном газе, КПД котлов – 91 % [5].

Режим работы котельной регламентируется режимными картами, согласно которых выбирается степень загрузки того или иного котла. Для повышения эффективности работы котлов и котельной в целом за счет утилизации теплоты дымовых газов необходимо провести оценку количества дымовых газов и их потенциала. В табл. 1. представлены характеристики дымовых газов рассматриваемой котельной (согласно режимным картам котельной для первого и второго котлов ПТВМ-100).

Таблица 1. Характеристика ДГ котла ПТВМ-100 при $Q_n^p = 33,3$ МДж/м³

Показатель	Нагрузка котла, %					
	25	30	40	60	80	100
<i>I</i>	2	3	4	5	6	7
<i>Котел № 1</i>						
Число включенных горелок, шт.	4	5	6	–	–	–
Удельный расход газа, м ³ /Гкал	127,4	127,3	127,7	–	–	–
Секундный объемный расход природного газа на одну горелку, м ³ /с	0,25	0,25	0,25	–	–	–
Секундный объемный расход воздуха на одну горелку, м ³ /с	2,8	2,8	2,8	–	–	–
Секундный объемный расход природного газа, м ³ /с	0,885	1,061	1,419	–	–	–
Температура уходящих газов, °С	90	95	102	–	–	–
Коэффициент избытка воздуха за котлом	1,47	1,35	1,25	–	–	–
Секундный объемный расход ДГ, м ³ /с	17,32	19,59	25,03	–	–	–
Содержание паров воды в ДГ, кг/с	1,35	1,50	1,63	–	–	–
Теплосодержание ДГ, кДж/кг	1733	1808	1908	–	–	–
Выделившаяся теплота с учетом конденсации паров воды, кДж/с	31810	37388	49122	–	–	–
Дополнительная теплота при конденсации паров воды, кДж/с	2508	3291	4008	–	–	–
<i>Котел № 2</i>						
Число включенных горелок, шт.	4	5	8	12	–	–
Удельный расход газа, м ³ /Гкал	127,2	127,6	131	130,3	–	–
Секундный объемный расход природного газа на одну горелку, м ³ /с	0,25	0,25	0,25	0,25	–	–
Секундный объемный расход воздуха на одну горелку, м ³ /с	2,8	2,8	2,8	2,8	–	–
Секундный объемный расход природного газа, м ³ /с	0,883	1,063	1,456	2,172	–	–
Температура уходящих газов, °С	81	88	105	117	–	–
Коэффициент избытка воздуха за котлом	1,45	1,35	1,63	1,43	–	–
Секундный объемный расход ДГ, м ³ /с	16,67	19,26	32,43	44,61	–	–
Содержание паров воды в ДГ, кг/с	1,35	1,50	1,63	1,64	–	–
Теплосодержание ДГ, кДж/кг	1595	1302	1560	1741	–	–
Выделившаяся теплота с учетом конденсации паров воды, кДж/с	29253	28620	51994	74940	–	–
Дополнительная теплота при конденсации паров воды, кДж/с	2667	4023	4586	4412	–	–

Согласно данным, представленным в табл. 1, и режимным картам, котлы не эксплуатируются на нагрузке, превышающей 60 % их номинальной мощности. Следовательно, температура уходящих газов не превышает 117 °С.

Методология расчета

С учетом параметров источника теплоты проведен анализ и выбор рабочих тел для ORC контура, которые обладают соответствующими свойствами при заданных условиях работы. Температура источника варьируется в диапазоне 80 – 110 °С используется для выработки электрической энергии (частичное покрытие собственных нужд).

Рабочие тела в паротурбинных циклах могут быть различными (вода, фреоны и т.д.). При этом расчет физических процессов в тепловых схемах и ее конструктивных элементах (турбинах, теплообменниках, насосах и др.) необходимо осуществлять таким образом, чтобы физические свойства были определены максимально точно.

Базовым уравнением состояния реальных газов является модификация уравнения Ван-дер-Ваальса [13]. Имеется бесчисленное множество модификаций разность степени сложности (Редлиха-Квонга, Пател-Тея, Старлинга-Хаана и других более сложных), это усложняет и затрудняет проведение. Решение задачи определения индивидуальных коэффициентов, исходя из уравнения состояния Пенга-Робинсона, позволяет рассчитывать PVT-свойства и хорошо описывать фазовые превращения. Следовательно его использование актуально, имеет высокое практическое значение и широкое применение [14-17].

Уравнение состояния для описания поведения нормальных углеводородов предложено Робинсоном и Пенгом в 1974 году (Peng-Robinson) [18]

$$P = \frac{R \cdot T}{V_M - b} - \frac{a \cdot \alpha}{V_M^2 + 2 \cdot b \cdot V_M - b^2},$$

где P – критическое давление, Па; P_k – критическое давление, Па; V_M – молярный объём, моль/м³; R – универсальная газовая постоянная, равная 8,3144598 Дж/(моль К); T – температура, К; a и b – некоторые константы, зависящие от конкретного вещества, которые можно определить при известных критических параметрах; α – универсальная функция, зависящая от двух индивидуальных параметров, характеризующих свойства той или иной конкретной жидкости: критической температуры T_k и, так называемого, ацентрического фактора Питцера ω .

При отсутствии значений a , b и α , их можно определить из уравнений

$$a = \frac{0,457235 \cdot R^2 \cdot T_k^2}{P_k}, \quad b = \frac{0,077796 \cdot R \cdot T_k}{P_k},$$

$$\alpha = \left(1 + m \cdot \left(1 - \sqrt{T/T_k}\right)\right)^2,$$

$$m = 0,37464 + 1,54226 \cdot \omega - 0,26992 \cdot \omega^2.$$

В данной работе проведено моделирование тепловых схем с учетом характеристик низкокипящих рабочих тел. Структура построения исследуемой расчетной модели базируется на общих уравнениях тепловых балансов [19-23].

Физические процессы, протекающие в элементах энергоустановок, описываются системой уравнений $W(X, Y) = 0$, где X – множество независимых переменных, а Y – множество зависимых переменных. В зависимости от количества технологических аппаратов моделируемой энергоустановки размерность такой системы изменяется и может достигать нескольких сотен уравнений.

Модель представляет собой совокупность составных объектов, в основе которых лежит структурное описание тепловой схемы в целом, т. е. представление ее в виде компонент и связей между ними. Каждой компоненте ставится в соответствие формальный отличительный признак – условное имя компоненты k_j :

$$k_j \in K,$$

где K – множество кодов элементов.

Таковыми кодами могут являться общепринятые в инженерной практике сокращенные названия элементов энергетического оборудования. Собственные свойства элементов задаются упорядоченными множествами физических и графических свойств

$$B_j = \langle \overline{X_1, X_n} \rangle,$$

$$G_j = \langle \overline{P_1, P_n} \rangle,$$

и включают в себя описание геометрии графического изображения элементов моделируемой системы, координаты привязки изображения на поле дисплея, цвет и т. п. В составе энергоустановки может быть несколько элементов одинакового технологического назначения, т. е. имеющих одинаковый код. Для однозначной идентификации таких элементов вводится дополнительный признак – индекс i . Точкам элементов оборудования, посредством которых осуществляются связи с другими элементами (полюсам), присваивается числовой код (номер). Полное имя точки связи будет иметь вид

$$y_i = \langle k_j, i_j, nt_j \rangle \in Y,$$

где Y – упорядоченное множество полюсов элемента.

Составной объект представляет собой:

$$\bar{G} = \langle U, V \rangle$$

Включает в себя множество информационных моделей компонент:

$$U = \{ \alpha_j, j = \overline{1, N} \}$$

и связей между ними:

$$V \subset U \times U = \{ \langle y_i, y_j, \Gamma_j \rangle / l / l = \overline{1, m} \},$$

где V – множество пар имен связываемых компонент и точек связи, $\alpha_j = \langle k_j, B_j, Y_j, \Gamma_j \rangle$ – модель элемента энергоустановки (множество моделей элементов энергоустановок образует систему исходных элементов, с помощью которого можно реализовать любую схему). Кортеж Γ_j содержит параметры, описывающие связь как отдельный графический объект тепловой схемы.

Такой подход к моделированию энергетических установок позволяет проводить расчетные исследования тепловых схем с различными рабочими телами и различной компоновкой составных объектов.

Схемные решения реализации ORC контура на водогрейной котельной

Использование теплоты уходящих дымовых газов

Особенностью котельной является не постоянство загрузки в течение года, что сказывается на объеме уходящих газов. С этим, как следствие, связаны трудности выбора мощности замкнутого паротурбинного цикла на НРТ. Для данной котельной выбор рабочего тела определяется температурой 90 – 100 °С, т.к. согласно режимным картам, температура уходящих газов не превышает 117 °С (табл. 1).

В зимний период (6 месяцев) в работе находится 2 котла (№1 и 2), которые в результате дают в среднем 87 Гкал/час, котел №1 загружен на 40 %, котел №2 – на 47 % (табл. 1). Реализация ORC контура позволит получить более 600 кВт полезной электрической мощности путем использования теплоты уходящих дымовых газов. Рассмотрены варианты реализации тепловой схемы с промежуточным охладителем и без него, т.е. низкокипящее рабочее тело направляется в конденсатор водяного охлаждения и непосредственно в воздушный конденсатор (рис. 1 и 2).

Как видно из рис. 1 и 2, принципиальным отличием является наличие или отсутствие промежуточного охладительного контура, который влияет на показатели эффективности установки в целом. В тепловой схеме с промежуточным охладителем электрическая мощность будет больше и составит 715 кВт, а без него – 685 кВт. При этом появляются

дополнительные элементы – конденсатор и циркуляционный насос. Установка циркуляционного насоса увеличивает расход электроэнергии на собственные нужды на 25 кВт, а также удорожает электрогенерирующую установку за счет дополнительного контура и его составных элементов. С учетом собственных нужд мощность турбины в первом случае составит 615 кВт, а во втором – 610 кВт. Это позволит в отопительный период покрыть ~ 25 % собственных нужд котельной в электрической энергии.

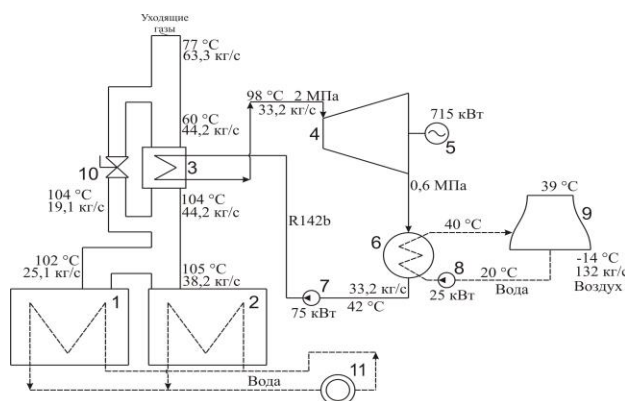


Рис. 1. Тепловая схема ORC цикла с промежуточным охладителем:

1 – котел №1; 2 – котел №2; 3 – испаритель НРТ; 4 – турбина НРТ; 5 – электрический генератор; 6 – конденсатор НРТ; 7 – конденсатный насос; 8 – циркуляционный насос; 9 – воздушный конденсатор; 10 – регулирующий шибер дымовых газов; 11 – потребитель теплоты

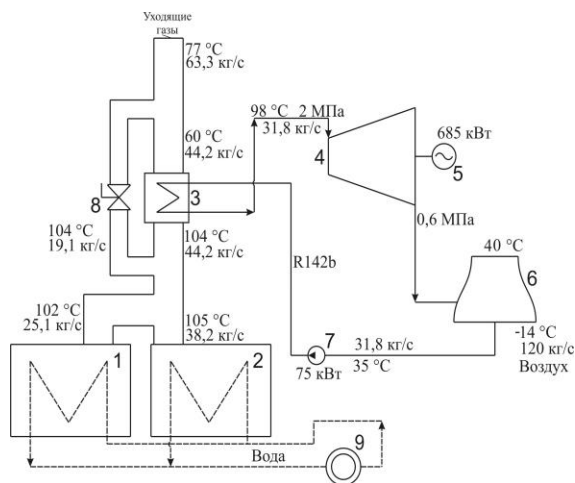


Рис. 2. Тепловая схема ORC цикла без промежуточного охладителя:

1 – котел №1; 2 – котел №2; 3 – испаритель НРТ; 4 – турбина НРТ; 5 – электрический генератор; 6 – воздушный конденсатор; 7 – конденсатный насос; 8 – регулирующий шибер дымовых газов; 9 – потребитель теплоты

В переходной (осенне-весенний) период при уменьшении тепловой нагрузки потребителей регулирование мощности паротурбинного цикла на НРТ осуществляется за счет прикрытия задвижки 10 (рис. 2) и дополнительного расхода дымовых газов через теплообменник-испаритель 3. Тем самым достигается снижение температуры дымовых газов на выходе из дымовой трубы и поддерживается температурный уровень низкокипящего рабочего тела. В апреле и сентябре отпускаемая тепловая мощность составляет 25-35 Гкал/час, что соответствует работе одного котельного агрегата на 25 % нагрузке. Согласно представленным режимным картам каждого котла котельной, температура уходящих газов не превышает 90 °С, что не позволит эксплуатировать электрогенерирующую установку на НРТ в летний период при представленных выше параметрах.

Возможно использование низкокипящего рабочего тела при температуре уходящих газов на уровне 90 °С и расходе 12,1 кг/с (весь расход направляется через теплообменник-испаритель НРТ). При этом можно получить 100 кВт электрической энергии (расход рабочего тела

4,5 кг/с с параметрами на входе в турбину $P_0 = 1,5$ МПа, $t_0 = 85$ °С и выходе $P_k = 0,4$ МПа). Тепловая мощность 25 Гкал/час позволит покрывать ~ 10 % собственных нужд котельной в электрической энергии в летний период.

Работу ORC цикла необходимо организовать таким образом, чтобы контур работал максимальное количество часов в году на максимальной нагрузке.

В летний период конденсацию рабочего тела можно осуществлять за счет обратной сетевой воды, температура которой составляет 40 °С (рис. 3). Режим работы котельного агрегата на минимальной отопительной нагрузке (25 Гкал/час) может обеспечить электрическую мощность ORC контура на уровне 85 кВт. Охлаждение низкокипящего рабочего тела сетевой водой позволяет максимально эффективно использовать скрытую теплоту конденсации рабочего тела.

Как видно из представленных результатов, котельные на протяжении года эксплуатируются на переменных режимах. Это необходимо учитывать при выборе энергозберегающих технологий совершенствования имеющегося котельного оборудования.

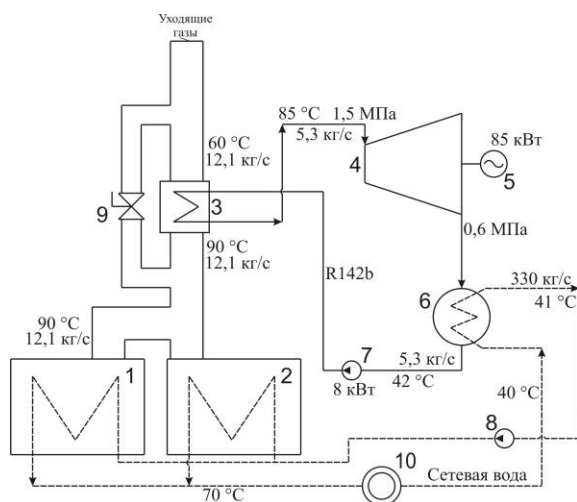


Рис. 3. Тепловая схема ORC цикла при охлаждении НРТ обратной сетевой водой

1 – котел № 1; 2 – котел № 2; 3 – испаритель НРТ; 4 – турбина НРТ; 5 – электрический генератор; 6 – конденсатор; 7 – конденсатный насос; 8 –сетевой насос; 9 –регулирующий шибер дымовых газов; 10 – потребитель теплоты.

Использование теплоты сетевой воды

Выработка электрической энергии в котельной путем когенерации возможна также при использовании части теплоты от сетевой воды. Температура сетевой воды на отопление в зимний

период составляет 90 – 100 °С. Согласно режимным картам (табл. 1) котлы дают в среднем 87 Гкал/час и нагревают теплоноситель до 100 °С, что позволит реализовать тепловую схему на НРТ с рабочим телом R142b (рис. 4).

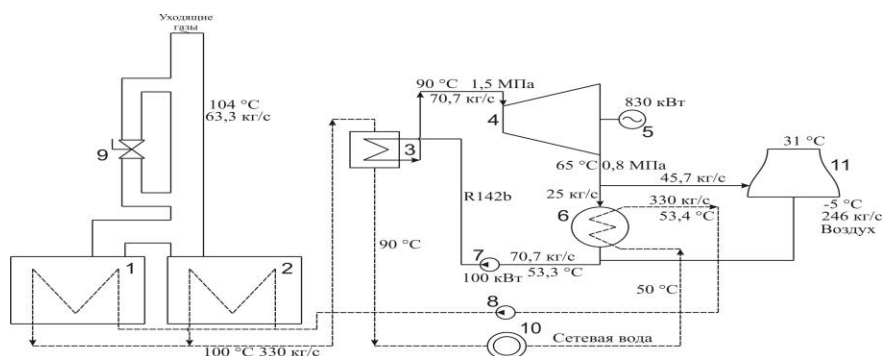


Рис. 4. Тепловая схема ORC цикла при нагреве НРТ сетевой водой:

- 1 – котел № 1; 2 – котел № 2; 3 – испаритель НРТ; 4 – турбина НРТ;
- 5 – электрический генератор; 6 – конденсатор НРТ; 7 – конденсатный насос;
- 8 – сетевой насос; 9 – регулирующий шибер дымовых газов; 10 – потребитель теплоты;
- 11 – воздушный конденсатор

Как видно из тепловой схемы (рис. 4), реализация ORC контура в этом случае, позволит получить ~ 730 кВт (30 % собственных нужд котельной в зимний период) полезной электрической мощности путем использования части теплоты нагретой сетевой воды. При этом часть теплоты низкокипящего рабочего тела отдается обратно сетевой воде, в зависимости от температуры обратной котельной изменяется мощность электрогенерирующей установки при

прочих равных условиях (рис. 5). Последнее связано с увеличением давления и температуры конденсации рабочего тела, что приводит к уменьшению теплоперепада, приходящегося на турбину.

Рост температуры сетевой воды на выходе из котла позволит увеличить расход НРТ в ORC контуре и тем самым получить большую мощность электрогенерирующей установки (рис. 6).

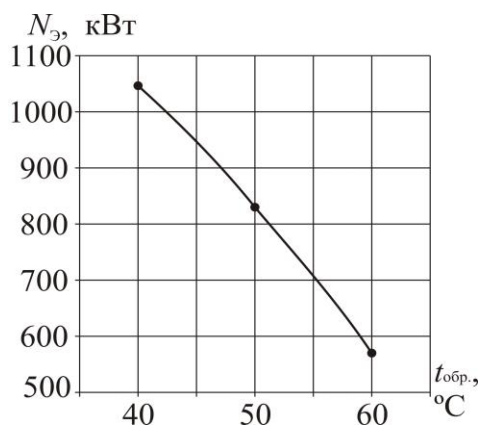


Рис. 5. Изменение электрической мощности ORC контура в зависимости от температуры обратной сетевой воды

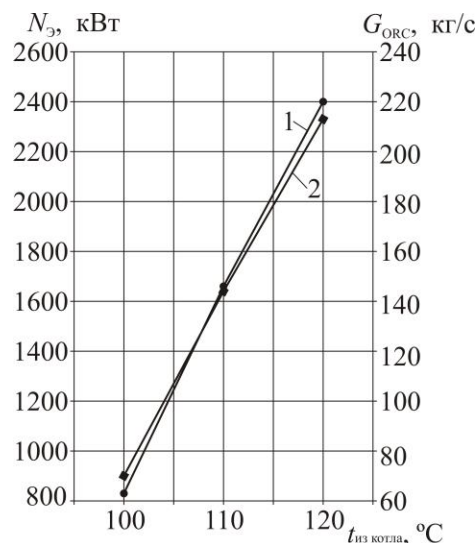


Рис. 6. Влияние температуры источника теплоты на электрическую мощность ORC контура: 1 – электрическая мощность; 2 – расход рабочего тела

Необходимо учитывать, что увеличение расхода НРТ в ORC контуре приводит к потерям дополнительного рабочего тела, направляемого в воздушный конденсатор. Проведена оценка возможной электрической мощности при полном использовании скрытой теплоты конденсации низкокипящего рабочего тела для подогрева обратной сетевой воды (рис. 7). В результате

получено, что электрическая мощность установки составит более 300 кВт.

Повышение энергоэффективности теплогенерирующих установок возможно путем применения комплексного подхода, использования теплоты уходящих газов и частично теплоты прямой сетевой воды, а также передачи скрытой теплоты конденсации выбранного рабочего тела обратной сетевой воде.

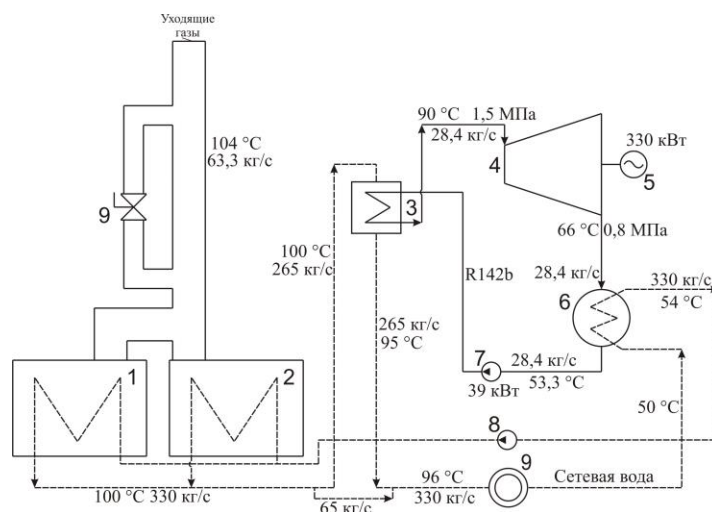


Рис. 7. Тепловая схема ORC цикла при нагреве НРТ сетевой водой (без воздушного конденсатора):

1 – котел № 1; 2 – котел № 2; 3 – испаритель НРТ; 4 – турбина НРТ; 5 – электрический генератор; 6 – конденсатор НРТ; 7 – конденсатный насос; 8 – сетевой насос; 9 – регулирующий шибер дымовых газов; 10 – потребитель теплоты

Комплексное использование теплоты дымовых газов и сетевой воды

Производство электроэнергии на основе использования теплоты дымовых газов и части теплоты от сетевой воды (рис. 8).

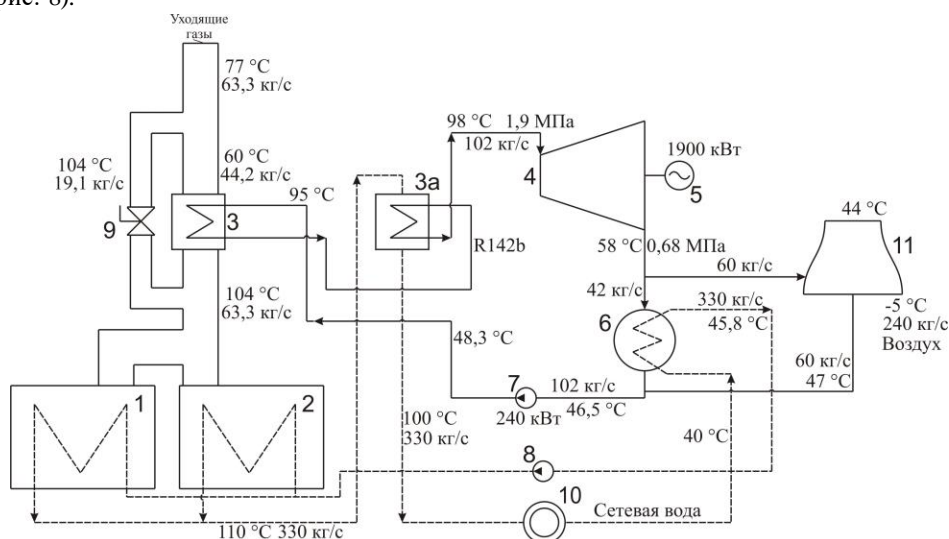


Рис. 8. Тепловая схема ORC цикла при нагреве НРТ сетевой водой и дымовыми газами:

1 – котел № 1; 2 – котел № 2; 3 – теплообменник НРТ (уходящие газы – НРТ); 3а – испаритель НРТ (сетевая вода – НРТ); 4 – турбина НРТ; 5 – электрический генератор; 6 – конденсатор НРТ; 7 – конденсатный насос; 8 – сетевой насос; 9 – регулирующий шибер дымовых газов; 10 – потребитель теплоты; 11 – воздушный конденсатор

Сетевая вода на отопление подается с температурой 100 °С. Как говорилось ранее, согласно режимным картам (табл. 1), котлы дают в среднем 87 Гкал/час и нагревают теплоноситель до 100 °С. Комплексный подход позволит получить электрическую мощность установки 1900 кВт, что значительно больше, чем при отдельном использовании теплоты дымовых газов или сетевой

воды, и позволяет покрыть более 70 % собственных нужд в электрической энергии.

Выводы

На основе замкнутых паротурбинных циклов на низкокипящих рабочих телах выполнены расчетные исследования реализации энергосбережения на котельных коммунальной энергетики.

Исходя из общих уравнений состояния реальных газов и тепловых балансов энергетических установок, построена расчетная модель для моделирования тепловых схем с учетом термодинамических свойств различных низкокипящих рабочих тел, не зависимо от компоновки составных объектов.

Расчетные исследования тепловых схем органического цикла Ренкина на коммунальной котельной с водогрейными котлами типа ПТВМ-100 позволили оценить потенциал энергосбережения (выработка дополнительной электрической мощности ОРС контуром) в зависимости от времени года и используемой низкопотенциальной теплоты (уходящих дымовых газов или сетевой воды котельного агрегата) с учетом свойств выбранного рабочего тела.

Показано, что увеличение расхода НРТ в ОРС цикле ведет к дополнительным потерям (расход в воздушный конденсатор). Максимального энергосберегающего эффекта можно добиться при совместном использовании низкопотенциального тепла уходящих газов и сетевой воды.

Учитывая глубоко переменные режимы эксплуатации коммунальных котельных, предложенная в работе обобщенная методика решения задач энергосбережения требует индивидуального подхода к каждому конкретному объекту.

Література

1. Todorcev Yu. Selection of economical schemes heat recovery cogeneration power / Yu. Todorcev, O. Tarkhtii, A. Bundyuk // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2015. – № 2/8(74). – С. 17-22. – ISSN 1729-3774.
2. Белов Г.В. Органический цикл Ренкина и его применение в альтернативной энергетике / Г.В. Белов, М.А. Дорохова // *Наука и образование*. – 2014. – № ФС77-48211. – С. 99-124. – ISSN 1994-0408.
3. Papadakis G. et al. Low-great Heat Conversion into Power Using Small Scale Organic Rankine Cycle. Bertrand Fankam Tchance, Athens, November 2010; 201 p.
4. Mamun A. A., Biswas S. Waste Heat Recovery System by Using an Organic Rankine Cycle (ORC). *International Journal of Scientific & Engineering Research*, October 2012; Vol. 3; Is. 10; 1-4. ISSN 2229-5518.
5. Когенерація у водогрійних котельнях з котлами ПТВМ-100 при використанні органічного циклу Ренкіна / С.Ю. Андреев, В.А. Маляренко, О.Л. Шубенко, М.Ю. Бабак, О.В. Сенецький, І.О. Темнохунд // *Інтегровані технології та енергозбереження*. – 2016. – № .2 – С.48-60. – ISSN 2078-5364
6. Lukawski M. Design and optimization of standardized Organic Rankine Cycle power plant for European conditions / M. Lukawski // *The School for Renewable Energy Science in affiliation with University of Iceland & the University of Akureyri*. – Akureyri, 2009. – 87 p.
7. Quoilin S. Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications / S. Quoilin // *Energy systems research unit*

Aerospace and mechanical engineering department university of Liege. – Liege, 2011. – 183 p.

8. Walter de Freitas Pereira Marques M. Potential for ORC Application in the Portuguese Manufacturing Industry / M. Walter de Freitas Pereira Marques // *Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia do Ambiente, perfil Gestão e Sistemas Ambientais*. – 2014. – 133 p.
9. ENERGY SAVER. Cogeneration feasibility guide. Office of Environment and Heritage NSW, Sydney NSW, September 2014; 138 p. ISBN 978 1 74359 238 0. OEH 2014/0685
10. Когенераційні технології в енергетиці на основі застосування парових турбін малої потужності / А.Л. Шубенко, В.А. Маляренко, А.В. Сенецький, Н.Ю. Бабак // *НАН України, Інститут проблем машинобудування*. – Харків, 2014. – 320 с. – ISBN 978-966-02-7059-6.
11. Павловський С.В. Теплоутилізаційна система котельної установки з силовим когенераційним контуром: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Павловський Сергій Валерійович. – Харків, 2015. – 24 с.
12. Musbaudeen O. Bamgbopa Modeling and performance evaluation of an Organic Rankine Cycle (ORC) with R245fa as working fluid: degree of Master's of Science / Musbaudeen Oladiran Bamgbopa. – Northern Cyprus Campus, 2012. – 79 p.
13. Van der Waals J.D. On the Continuity of the Gaseous and Liquid States. Dover, 2004; 320 p.
14. Soave G. Equilibrium Constants from a Modified Redlich-Kwong Equation of State. *Chemical Engineering Science*, 1972; 27; 1197-1203.
15. Heidemann R.A., Prausnitz J.M. A van der Waals-type equation of state for fluids with associating molecules. *Proc. Natl. Acad. Sci. USA*, 1976; Vol. 73; No. 6; 1773-1776.
16. Poling B.E., Prausnitz J.M., O'Connell J.P. *The properties of gases and liquids*. McGraw-Hill Companies, Inc., 2001; 803 p. doi: 10.1036/0070116822.
17. Pedersen K.S., Christensen P.L. Phase Behavior of Petroleum Reservoir Fluids. Taylor & Francis Group, 2007; 423 p. ISBN 0-8247-0694-3.
18. Peng D.Y., Robinson D.B. A new two – constant equation of state. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, 1976; 15; 59-64.
19. Flavius Dan Surianu. Mathematical Modelling and Numerical Simulation of the Dynamic Behaviour of Thermal and Hydro Power Plants. *Numerical Simulations of Physical and Engineering Processes*, 2011; 551-576.
20. Yebra L.J., Berenguel M., Dormido S., Romero M. Modelling and Simulation of Central Receiver Solar Thermal Power Plants. *The Modelica Association*, 7-8 March 2005; 413-421.
21. Bihari P., Gróf G., Gács I. Efficiency and cost modelling of thermal power plants. *Thermal Science*, 2010; Vol. 14; No. 3; 821-834. doi: 10.2298/TSCI1003821B.
22. AspenTech Company. Official website of company [Electronic resource]. – Access: <http://www.aspentech.com/hysys/>. – Caps. screen. – 10.05.2016.
23. Quoilin S. et al. Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Energy*, 2011; 88; 2183-2190.

References

1. Todorcev Yu. Selection of economical schemes heat recovery cogeneration power / Yu. Todorcev, O. Tarkhtii, A. Bundyuk // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2015. – № 2/8(74). – С. 17-22. – ISSN 1729-3774.
2. Belov G.V. Organic Rankine Cycle and its use in alternative power industry/ G.V. Belov, M.A. Dorohova //

Nauka i obrazovaniye. – 2014. – Vol. № 77-48211. – P. 99-124. – ISSN 1994-0408.

3. Papadakis G. et al. Low-great Heat Conversion into Power Using Small Scale Organic Rankine Cycle. Bertrand Fankam Tchanche, Athens, November 2010; 201 p.

4. Mamun A. A., Biswas S. Waste Heat Recovery System by Using an Organic Rankine Cycle (ORC). *International Journal of Scientific & Engineering Research*, October 2012; Vol. 3; Is. 10; 1-4. ISSN 2229-5518.

5. Cogeneration in water-heating boiler-houses with the PTVM-100 boiler-houses using Organic Rankine Cycle /S.Yu. Andreyev, V.A. Malyarenko, A.L. Shubenko, N.Yu. Babak, A.V. Senetskiy, I.A. Temnokhud // *Intergrated technologies and energy conservation.* – 2016. – Vol.2 – P.48-60. – ISSN 2078-5364

6. Lukawski M. Design and optimization of standardized Organic Rankine Cycle power plant for European conditions / M. Lukawski // *The School for Renewable Energy Science in affiliation with University of Iceland & the University of Akureyri.* – Akureyri, 2009. – 87 p.

7. Quoilin S. Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications / S. Quoilin // *Energy systems research unit Aerospace and mechanical engineering department university of Liege.* – Liege, 2011. – 183 p.

8. Walter de Freitas Pereira Marques M. Potential for ORC Application in the Portuguese Manufacturing Industry / M. Walter de Freitas Pereira Marques // *Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia do Ambiente, perfil Gestão e Sistemas Ambientais.* – 2014. – 133 p.

9. ENERGY SAVER. Cogeneration feasibility guide. Office of Environment and Heritage NSW, Sydney NSW, September 2014; 138 p. ISBN 978 1 74359 238 0. OEH 2014/0685

10. Cogeneration technologies in power industry on the basis of steam turbines of small power capacity/ A.L. Shubenko, V.A. Malyarenko, A.V. Senetskiy, N.Yu. Babak // *NAS of Ukraine, Machine-building Challenges Institute.* – Kharkov, 2014. – 320 p. – ISBN 978-966-02-7059-6.

11. Pavlovskiy S.V. Heat recovery of a boiler-house installation with the power cogeneration curcuit: Thesis synopsis ... Cand. of Sciences / Pavlovskiy Sergey Valeriyevich. – Kharkov, 2015. – 24 p.

12. Musbaudeen O. Bamgbopa Modeling and performance evaluation of an Organic Rankine Cycle (ORC) with R245fa as working fluid: degree of Master's of Science / Musbaudeen Oladiran Bamgbopa. – Northern Cyprus Campus, 2012. – 79 p.

13. Van der Waals J.D. *On the Continuity of the Gaseous and Liquid States.* Dover, 2004; 320 p.

14. Soave G. Equilibrium Constants from a Modified Redlich-Kwong Equation of State. *Chemical Engineering Science*, 1972; 27; 1197-1203.

15. Heidemann R.A., Prausnitz J.M. A van der Waals-type equation of state for fluids with associating molecules. *Proc. Natl. Acad. Sci. USA*, 1976; Vol. 73; No. 6; 1773-1776.

16. Poling B.E., Prausnitz J.M., O'Connell J.P. *The properties of gases and liquids.* McGraw-Hill Companies, Inc., 2001; 803 p. doi: 10.1036/0070116822.

17. Pedersen K.S., Christensen P.L. *Phase Behavior of Petroleum Reservoir Fluids.* Taylor & Francis Group, 2007; 423 p. ISBN 0-8247-0694-3.

18. Peng D.Y., Robinson D.B. A new two – constant equation of state. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, 1976; 15; 59-64.

19. Flavius Dan Surianu. *Mathematical Modelling and Numerical Simulation of the Dynamic Behaviour of Thermal and Hydro Power Plants. Numerical Simulations of Physical and Engineering Processes*, 2011; 551-576.

20. Yebra L.J., Berenguel M., Dormido S., Romero M. *Modelling and Simulation of Central Receiver Solar Thermal Power Plants. The Modelica Association*, 7-8 March 2005; 413-421.

21. Bihari P., Gróf G., Gács I. Efficiency and cost modelling of thermal power plants. *Thermal Science*, 2010; Vol. 14; No. 3; 821-834. doi: 10.2298/TSCI1003821B.

22. AspenTech Company. *Official website of company [Electronic resource].* – Access: <http://www.aspentech.com/hysys/>. – Caps. screen. – 10.05.2016.

23. Quoilin S. et al. Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Energy*, 2011; 88; 2183-2190.

Автор: МАЛЯРЕНКО Виталий Андреевич
д-р техн. наук, проф., Харьковский национальный университет городского хозяйства им. А.Н. Бекетова
E-mail: malyarenko@ksame.kharkov.ua

Автор: ШУБЕНКО Александр Леонидович
д-р техн. наук, член-корреспондент НАН Украины заведующий отделом Институт проблем машиностроения им. А.М. Подгорного НАН Украины
E-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua

Автор: АНДРЕЕВ Сергей Юрьевич
канд. техн. наук, проф., генеральный директор КП «Харьковские тепловые сети»
E-mail: hte@vl.kharkov.ua

Автор: БАБАК Николай Юрьевич
канд. техн. наук, с.н.с., Институт проблем машиностроения им. А.М. Подгорного НАН Украины
E-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua

Автор: СЕНЕЦКИЙ Александр Владимирович
канд. техн. наук, с.н.с., Институт проблем машиностроения им. А.М. Подгорного НАН Украины
E-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net

Автор: ТЕМНОХУД Инна Александровна
ассистент, Харьковский национальный университет городского хозяйства имени А. Н. Бекетова
E-mail: innatemnokhud@mail.ru

КОГЕНЕРАЦІЯ У КОТЕЛЬНИХ НА ОСНОВІ ОРГАНІЧНОГО ЦИКЛУ РЕНКІНАВ.А. Маляренко¹, О. Л. Шубенко², С.Ю. Андрєєв³, М.Ю. Бабак², О.В. Сенецький², І.О. Темнохуд¹¹Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, Харків²Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків³КП «Харківські теплові мережі», Україна, Харків

На підставі аналізу реалізації енергозбереження на комунальних котельнях із застосуванням органічного циклу Ренкіна виконані розрахункові дослідження теплових схем для низькокиплячого робочого тіла. Як об'єкт дослідження обрано котельню м Харкова з водогрійними котлами ПТВМ-100. Стосовно до котельні розглянута можливість утилізації тепла димових газів і частковий відбір теплоти від мережної води для реалізації ОРС циклу. Залежно від застосовуваної теплової схеми і параметрів використовуваної теплоти отримані характеристики потужності паротурбінної установки.

Ключові слова: енергозбереження, вторинні енергетичні ресурси, когенерація, низькокипляче робоче тіло, тепла схема, котел водогрійний, мережева вода, димові гази.

COGENERATION IN ORGANIC RANKINE CYCLE BOILER BASEDV. Malyarenko¹, O. Shubenko², S. Andreev³, N. Babak², O. Senetskyi², I. Temnokhud¹¹National O.M. Beketov University of Urban Economy in Kharkiv²A.N. Podgorny Institute of Engineering Challenges of National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkiv³Utilities "Kharkiv heating networks", Ukraine, Kharkiv

With the upsurge of the energy efficiency on municipal heating boiler-houses using the organic Rankine cycle computational studies of thermal schemes for low boiling point working medium have been performed. As an object of study the PTVM-100 boiler-house in the city of Kharkov has been chosen. With regard to this boiler-house the possibility of flue gas heat recovery and the partial screening of heat from water network for the use of ORS cycle has been considered. Depending on the applied thermal circuit and the parameters of the used heat the power characteristics of a steam turbine has been obtained. The consumption effect of low boiling point working fluid in the ORC cycle for the occurrence of additional losses in the air condenser has been revealed. It has been also discovered that the use of the closed cycle steam turbines for the low boiling point working bodies allows to implement the principles of cogeneration boiler houses without significant changes in the technological scheme of production of thermal energy.

Key words: energy conservation, secondary power resources, co-generation, low boiling working fluid, thermal circuit, hot water boiler, water network, flue gases.