

A. Л. ШУБЕНКО, Н. Ю. БАБАК, А. В. СЕНЕЦКИЙ, V. SARAPIN

НАУЧНО-МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЙ ПОДХОД К СОЗДАНИЮ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ НА ОСНОВЕ УСТАНОВКИ ТУРБИН МАЛОЙ МОЩНОСТИ НА НИЗКОКИПЯЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛАХ

Проведен анализ тенденции изменения использования топливно-энергетических ресурсов для выработки электроэнергии. Показано, что все большее внимание уделяется выработке электрической энергии на основе утилизации вторичных энергетических ресурсов (ВЭР). Для упрощения решения задачи энергосбережения на этапе создания новых энергетических установок и при совершенствовании существующих объектов, имеющих в своем составе ВЭР достаточного потенциала, построена и предложена иерархическая структура комплексного методологического подхода. Методологический подход позволяет оценить целесообразность решения задачи энергосбережения на основе реализации паротурбинных циклов на низкокипящих рабочих телах. Структура подхода представляет собой определенную совокупность и последовательность действий, начиная с анализа источника теплоты и заканчивая расчетом и подбором теплообменного и турбинного оборудования. При этом задача поиска рационального решения решается на каждом этапе формирования тепловой схемы. Согласно представленному методологическому подходу выбирается рабочее тело, формируется тепловая схема, рассчитываются теплообменники и турбина. Предложено выбирать теплообменное оборудование из существующего в нефтехимической отрасли, что позволяет снизить затраты при реализации проекта. Более сложным элементом тепловой схемы является турбина, которая в большинстве случаев требует индивидуального подхода. Это приводит к необходимости проектирования новой проточной части для каждого отдельного случая. Показана важность определения оптимальных соотношений расхода и степени расширения рабочего тела в проточной части турбины с учетом особенностей проектирования и изготовления лопаточных аппаратов. В качестве примера представлены расчетные исследования когенерационной энергетической установки, для которой получены характеристики тепловой схемы, предложены рациональные варианты теплообменного оборудования, а также подобрана оптимальная степень расширения в турбине для получения максимальной эффективности энергетической установки и технически реализуемой проточной части турбины.

Ключевые слова: вторичные энергетические ресурсы, энергосбережение, органический цикл Ренкина, тепловая схема, турбина, теплообменник, электроэнергия, когенерация.

O. Л. ШУБЕНКО, М. Ю. БАБАК, O. В. СЕНЕЦКИЙ, V. SARAPIN

НАУКОВО-МЕТОДОЛОГІЧНИЙ ПІДХІД ДО СТВОРЕННЯ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГІЙ НА ОСНОВІ ВСТАНОВЛЕННЯ ТУРБІН МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ НА НИЗЬКОКИПЛЯЩИХ РОБОЧИХ ТІЛАХ

Проведено аналіз тенденції зміни використання паливно-енергетичних ресурсів для вироблення електроенергії. Показано, що все більша увага приділяється виробленню електричної енергії на основі утилізації вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР). Для спрощення вирішення задачі енергозбереження на етапі створення нових енергетичних установок і при вдосконаленні існуючих об'єктів, що мають у своєму складі ВЕР достатнього потенціалу, побудована і запропонована ієрархічна структура комплексного методологічного підходу. Методологічний підхід дозволяє оцінити доцільність вирішення задачі енергозбереження на основі реалізації паротурбінних циклів на низькокиплячих робочих тілах. Структура підходу являє собою певну сукупність і послідовність дій, починаючи з аналізу джерела теплоти і закінчуючи розрахунком та підбором теплообмінного і турбінного устаткування. При цьому завдання пошуку оптимального рішення вирішується на кожному етапі формування теплової схеми. Відповідно до представленого методологічного підходу обирається робоче тіло, формується теплова схема, розраховуються теплообмінні апарати і турбіна. Запропоновано обирати теплообмінне обладнання з існуючого у нафтохімічній галузі, що дозволяє знизити витрати на розробку нової конструкції теплообмінника. Більш складним елементом теплової схеми є турбіна, яка у більшості випадків вимагає індивідуального підходу. Це призводить до необхідності проектування нової проточної частини для кожного окремого проекту. Показана важливість визначення оптимальних співвідношень витрат і ступеня розширення робочого тіла в проточній частині турбіни з урахуванням особливостей проектування і виготовлення лопаток апаратів. У якості прикладу представлені результати розрахункових досліджень когенераційної енергетичної установки, для якої отримані характеристики теплової схеми, запропоновані раціональні варіанти теплообмінного обладнання, а також підібрано оптимальний ступінь розширення в турбіні для отримання максимальної ефективності енергетичної установки і проточної частини турбіни, що може бути технічно реалізована.

Ключові слова: вторинні енергетичні ресурси, енергозбереження, органічний цикл Ренкіна, тепла схема, турбіна, теплообмінник, електроенергія, когенерація.

O. SHUBENKO, M. BABAK, O. SENESTKYI, V. SARAPIN

SCIENTIFIC AND METHODOLOGICAL APPROACH TO THE CREATION OF ENERGY SAVING TECHNOLOGIES BASED ON THE INSTALLATION OF LOW-POWER TURBINES ON LOW-BOILING FLUIDS

The analysis of the trend of changes in the use of fuel and energy resources for generating electricity was conducted. It was shown that increasing attention is being paid to the generation of electrical energy through the utilization of secondary energy resources (SER). For the simplify the solution of the problem of energy saving at the stage of creating new energy plants and while improving existing facilities, which have in their composition SER of sufficient potential, a hierarchical structure of an integrated methodological approach was built and proposed. The methodological approach allows us to evaluate the feasibility of solving the problem of energy saving based on the implementation of steam turbine cycles on low-boiling fluids. The structure of the approach is a certain set and sequence of actions, starting from the analysis of the heat source and ending with the calculation and selection of heat-exchange and turbine equipment. In this case, the task of finding a rational solution is solved at each stage of the formation of the thermal scheme. According to the presented methodological approach, a working fluid is selected, a thermal circuit is formed, heat exchangers and a turbine are calculated. It is proposed to choose heat exchange equipment from existing in the petrochemical industry, which allows reducing costs during the implementation of the project. A more complex element of the thermal scheme is a turbine, which in most cases requires an individual approach. This leads to the need to design a new flow part for each individual case. The importance of determining the optimal consumption ratios and

© A. Л. Шубенко, Н. Ю. Бабак, А. В. Сенецкий, V. Sarapin, 2019

the degree of working fluid expansion in the flow part of the turbine taking into account the design and manufacturing features of turbine blades is shown. As an example, computational studies of a cogeneration power plant are presented, for which the characteristics of the thermal scheme is obtained, rational options for heat exchange equipment are proposed, and the optimum degree of expansion in the turbine is selected to obtain the maximum efficiency of the energy plant and the technically feasible turbine flow part.

Keywords: secondary energy resources, energy saving, organic Rankine cycle, thermal scheme, turbine, heat exchanger, electricity, cogeneration.

Введение. На современном этапе использования топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) важной проблемой становится создание высокоэффективных энергетических установок малой мощности с целью производства электрической энергии, в том числе на основе турбинных циклов на низкокипящих рабочих телах (НРТ) при утилизации вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) [1–5].

Современная мировая тенденция использования ТЭР (В) показывает, что повышению доли ВЭР в общем балансе генерации электроэнергии уделяется все большее внимание (рис. 1) [6–8].

В некоторых технологических процессах потенциал ВЭР может быть значительным и направлен в другие энергетические процессы для использования. ВЭР по основным видам энергетического потенциала и способа их использования делятся на горючие, тепловые и избыточного давления [9].

В литературных источниках описываются возможности внедрения органических циклов Ренкина (ОРЦ), однако не уделяется достаточного внимания используемым методологическим подходам рационального формирования тепловой схемы и ее составных элементов. Кроме того, в литературе не акцентируется внимание на возможности технической реализации данных проектов, а также оценке конструктивных особенностей составных элементов тепловой схемы [2, 4, 5]. При определении термодинамической эффективности энергетической системы КПД элементов схемы принимается максимальным по общим принятым значениям без учета особенностей конструкции [10]. Однако, соотношения параметров теплоносителя (например, расхода и отношения давлений) могут оказать существенное влияние на КПД составных объектов схемы и возможности конструктивной реализации [11].

Расход рабочего тела, давление на входе и выходе турбины оказывают существенное влияние на геометрию проточной части. Поэтому, при создании и

внедрении турбинных циклов на НРТ важным является определение рациональных расходов и параметров теплоносителя в замкнутом цикле для обеспечения максимальной экономичности энергетической установки.

Таким образом, формирование методологического подхода к построению и расчету тепловых схем и их основных составных элементов является необходимым как на этапе создания новой энергетической установки, так и при совершенствовании существующего объекта, имеющего в своем составе ВЭР достаточного потенциала.

Цель работы. Работа посвящена изложению методологического подхода к созданию паротурбинных циклов на низкокипящих рабочих телах и оценке конструктивных особенностей основных элементов тепловой схемы.

Формирование методологического подхода утилизации ВЭР с целью выработки электроэнергии. Формирование научно обоснованной методологии выбора НРТ и тепловых схем турбинных циклов, в зависимости от потенциала ВЭР для выработки электрической энергии, является крайне важным при повышении энергоэффективности технологических процессов различных отраслей народного хозяйства. Такая методология позволяет определить расходные и параметрические характеристики основных потоков теплоты, выбрать на основании этих характеристик основное и вспомогательное оборудование, мощность и геометрию составных элементов тепловых схем в зависимости от потенциала теплового источника и режима его работы. Авторами построена и предложена иерархическая структура комплексного методологического подхода решения этой задачи, которая включает в себя определенную последовательность анализа и расчета существующих объектов, выбора и рекомендаций по внедрению возможных энергосберегающих технических решений (рис. 2, 3).

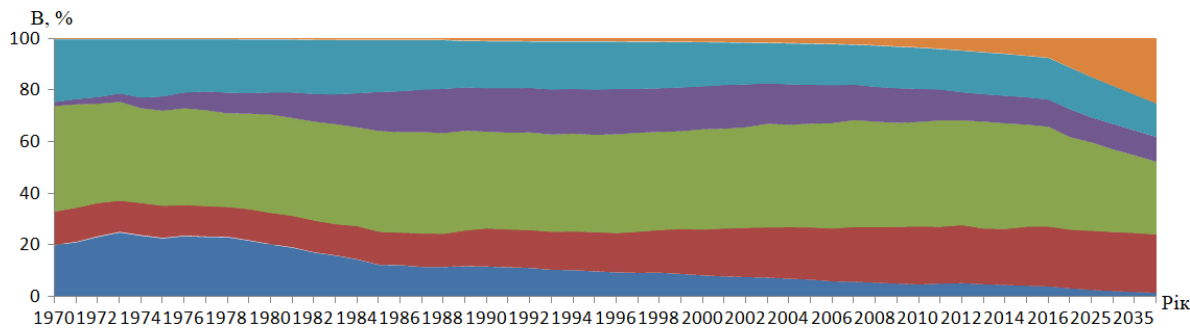


Рис. 1. Тенденция изменения структуры генерации энергии по видам топлива [6–8]:

■ – нефть (мазут); ■ – природный газ; ■ – уголь; ■ – АЭС; ■ – ГЭС; ■ – другие (включая возобновляемые геотермальную, приливную энергии, биотопливо и отходы и т. п.)

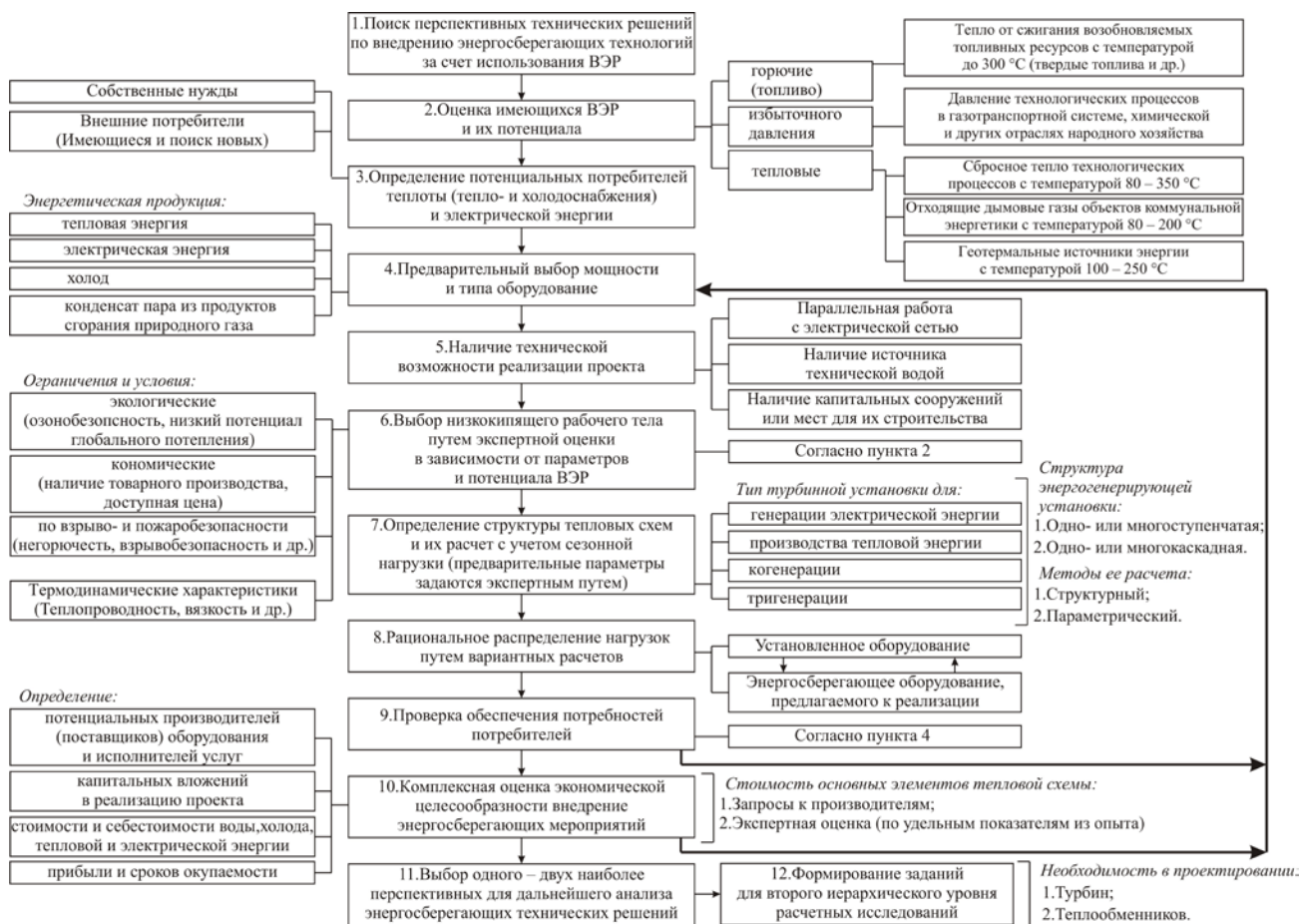


Рис. 2. Иерархическая структура верхнего уровня комплексного научно-методологического подхода к построению и расчету тепловых схем и их основных составляющих элементов (технико-экономическое обоснование)

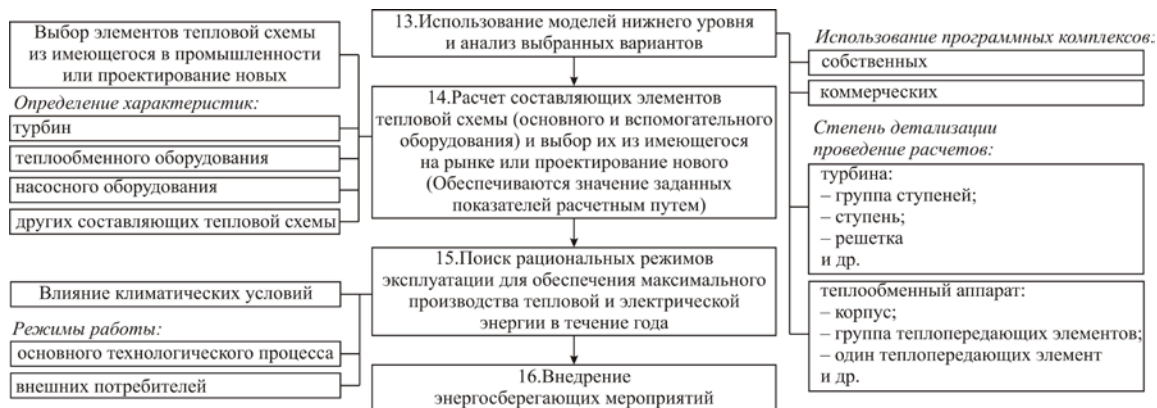


Рис. 3. Иерархическая структура нижнего уровня комплексного научно-методологического подхода к построению и расчету тепловых схем и их основных составляющих элементов

Сформированный и приведенный комплексный научно-методологический подход обобщает существующие и разработанные авторами математические модели и методы для создания энергосберегающих технологий с использованием турбин малой мощности для объектов народного хозяйства. Построенная структура позволяет упорядочить выполнение расчетных исследований по оценке целесообразности внедрения энергосберегающего мероприятия и определению массогабаритных и термогазодинамических характеристик элементов тепловой схемы.

Выбор рабочих тел при построении и расчете тепловых схем и их элементов. Рассмотрим далее подробно подход к реализации пунктов представленной иерархической структуры.

На первом этапе решения задачи выполняются некоторые предварительные оценки возможностей создания энергосберегающей технологии на основе имеющихся параметров исходного объекта.

Далее осуществляется подбор рабочего тела в соответствии с предъявляемыми к ним требованиями:

- *термодинамические* – низкая температура кипения при атмосферном давлении; давление

конденсации выше атмосферного; хорошая теплопроводность; малая вязкость, что обеспечивает уменьшение гидравлических потерь и местных сопротивлений при его движении в системе;

- *экологические* – озонобезопасность, низкий потенциал глобального потепления и нетоксичность;
- *экономические* – наличие товарного производства, доступная (низкая) цена;
- *эксплуатационные* – термохимическая стабильность, химическая совместимость с материалами, негорючесть, токсичность, взрывобезопасность и т. д.

Найти НРТ, которые будут в полном объеме отвечать перечисленным критериям практически невозможно, но необходимо подбирать рабочие тела, которые будут отвечать максимальному количеству требований.

Моделирование тепловых процессов в энергетических установках и их составных элементах требует максимально точного определения теплофизических свойств рабочих тел. Выбор подходящих уравнений состояния позволяет максимально приблизить результаты расчетных исследований к натурным характеристикам энергогенерирующей установки.

Исходя из опыта и анализа литературных источников для расчета физических свойств углеводородов (фреоны являются их производными) и их смесей используется уравнение состояния Пенга-Робинсона [12, 13]:

$$P = \frac{R \cdot T}{v - b} - \frac{a \cdot \alpha(T)}{v^2 + 2 \cdot b \cdot v - b^2};$$

$$\alpha(T) = \left\{ 1 + (0,37464 + 1,5422 \cdot \omega - 0,26992 \cdot \omega^2) [1 - \sqrt{T/T_c}] \right\}^2,$$

где P – давление; T – температура; v – молярный объем; R – газовая постоянная; a , b – постоянные коэффициенты (притяжения и отталкивания), определяемые для конкретного вещества; $\alpha(T)$ – универсальная функция, зависящая от двух индивидуальных параметров, характеризующих свойства той или иной конкретной жидкости: критической температуры (T_c) и, так называемого, ацентрического фактора (ω).

Решение задачи определения индивидуальных коэффициентов для уравнения состояния Пенга-Робинсона позволяет рассчитывать РVT-свойства и хорошо описывать фазовые превращения [13].

При моделировании тепловых схем, проточных частей турбин и теплообменников, свойства рабочих тел строятся в виде табличных зависимостей от давления (P) и температуры (T) и расположены в отдельном файле: энтальпия $I = f(P, T)$; энтропия $S = f(P, T)$; плотность $\rho = f(P, T)$; кинематическая вязкость $\nu = f(P, T)$; показатель адиабаты $k = f(P, T)$.

В процессе расчета газодинамических и геометрических характеристик физические свойства рабочего тела учитываются путем обращения к

таблице, промежуточные значения определяются путем двухмерной линейной интерполяции.

Формирование и моделирование тепловых схем. Формирование тепловых схем на НРТ осуществляется на основе определения потенциала бросовой теплоты или потребительской необходимости при сжигании различных видов топлив. Общеизвестно, что наиболее рациональным является создание когенерационных установок, но такие установки реализуются только при наличии потребителя теплоты. При его отсутствии в летний период установка работать не сможет. Для увеличения коэффициента использования теплоты сжигаемого топлива в качестве одного из возможных решений авторами предложен вариант реализации последовательно подключенных замкнутых паротурбинных циклов представляющих так называемую каскадную тепловую схему (каскадное подключение). Это позволяет использовать скрытую теплоту конденсации в последующем контуре с другим веществом, но уже с меньшим температурным потенциалом (рис. 4). Ограничением в увеличении количества каскадов служат параметры охлаждающей среды для конденсации рабочего тела последнего контура.

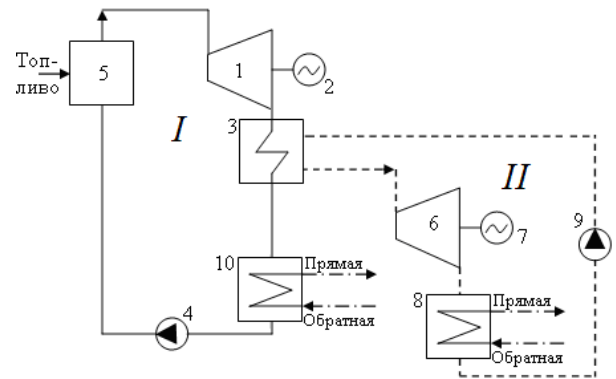


Рис. 4. Принципиальная тепловая схема двухкаскадного паротурбинного цикла на НРТ:

- I, II – первый и второй контур; 1, 6 – турбина;
 2, 7 – электрогенератор; 3 – теплообменник-конденсатор;
 4 – конденсатный насос; 5 – котел; 8 – конденсатор;
 9 – конденсатный насос; 10 – конденсатор (бойлер)

Заметим, что при сохранении общей идеи в каждом конкретном случае компоновка схемы может меняться.

Электрическая мощность многокаскадной установки составит

$$N_{уст}^э = \sum_{i=1}^n N_{каскад i}^э,$$

где $N_{каскад i}^э$ – электрические мощности соответствующего каскада; n – количество каскадов.

Применительно к двухкаскадной когенерационной тепловой схеме теплота от первого контура, передаваемая тепловому потребителю равняется площади $3'-3-11-11'-3'$, а площадь $11'-11-2-2'-11'$ равняется теплоте, передаваемой второму

контур (рис. 5). Потеря теплоты с недогревом в теплообменнике 3 ограничивается площадью 9–11–2–6–10–9 (рис. 5). Теплота, воспринимаемая вторым контуром, будет равна площади 11–9–10–6–7–11. В тепловой схеме такого типа потеря теплоты в конденсаторе последнего контура будет равной площади 11–8–7–11. Совершаемая работа вторым контуром будет равна площади 8–9–10–6–7–8.

Как показано на рис. 5, особенностью низкокипящих рабочих тел является то, что процесс расширения заканчивается в области перегретого пара, в связи с этим перед началом конденсации НРТ необходимо охладить до линии насыщения пара (2–2'' и 7–7''). Необходимо учитывать также наличие недогрева в теплообменном оборудовании (θ).

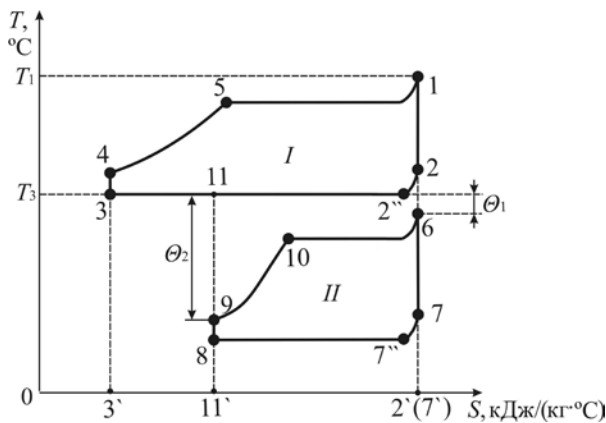


Рис. 5. Идеальный паротурбинный двухконтурный цикл на НРТ в T, S-диаграмме

Электрический КПД брутто для многокаскадной тепловой схемы будет равен:

$$\eta_{уст.}^э = \frac{\sum_{i=1}^n N_{каскад\ i}^э}{Q_{подв}}$$

где $Q_{подв}$ – количество подведенного тепла в цикле.

Согласно классической теории создания бинарных установок электрическая мощность каждого последующего каскада будет составлять 40–50 % по отношению к предыдущему без сжигания дополнительного топлива [14], при этом усложняется тепловая схема, стоимость реализации данного проекта будет расти не пропорционально количеству каскадов, что ограничивает экономическую целесообразность реализации большого числа каскадов.

Определенные свойства выбранных рабочих тел используются для компоновки тепловых схем и дальнейших расчетов термодинамической эффективности энергетических установок и их составляющих элементов.

Численные исследования проводятся с использованием математической модели и программного комплекса для расчета тепловых схем, разработанного в ИПМаш НАН Украины, и адаптированный авторами для решения задач моделирования органических циклов Ренкина [15].

В общем виде базовая математическая модель записывается

$$MG = (G, P_n),$$

где $G = \langle U, V \rangle$ – составной объект; $U = \{ \alpha_j, j = 1, 2, \dots, n \}$ – множество информационных моделей компонент; $V \subset U \times U$ – связи между информационными моделями компонент; P_n – связи между составными объектами.

Математическая модель состоит из множества подмоделей

$$\alpha_j = \langle k_j, B_j, Y_j, \Gamma_j \rangle,$$

где $k_j \in K$ – условное имя компоненты, K – множество кодов элементов; $B_j = \langle X_1, \dots, X_n \rangle$ – упорядоченное множество физических свойств; $\Gamma_j = \langle P_1, \dots, P_n \rangle$ – упорядоченное множество геометрических свойств; $Y_j = \langle H_1, \dots, H_n \rangle$ – упорядоченное множество полюсов элемента.

Экономическое обоснование реализации турбинного цикла. Согласно верхнего иерархического уровня предложенной структуры основным результатом является принятие решения по необходимости проведения дальнейших детальных расчетных исследований элементов тепловой схемы. Такое решение принимается путем проведения ТЭО, что позволяет определить целесообразность решения задачи энерго- и ресурсосбережения при внедрении турбинных циклов [15].

Авторами выполнено совершенствование и адаптация существующей модели расчета технико-экономических показателей путем учета утилизации ВЭР.

При использовании горючих ВЭР основной составляющей в стоимости тепловой и электрической энергии является топливная. Особенностью использования тепловых вторичных энергетических ресурсов является отсутствие топливной составляющей в себестоимости получаемой тепловой и электрической энергии. Объем и эффективность использования ВЭР определяется возможной выработкой холода, тепловой и электрической энергии в утилизационной установке.

Возможна выработка энергии в утилизационной установке за счет тепловых ВЭР:

- теплоты

$$Q_T = G_{ВЭР} \cdot (c_{p1}t_1 - c_{p2}t_2) \cdot k_{нт} \cdot \tau_{год} \cdot \eta_{у,у},$$

где $G_{ВЭР}$ – количество энергоносителя, проходящей через утилизационную установку; t_1 – температура энергоносителя на выходе из источника ВЭР; c_{p1} – теплоемкость энергоносителя при температуре t_1 ; t_2 – температура энергоносителя поступающего на следующую стадию технологического процесса после утилизационной установки, или температура окружающей среды; c_{p2} – теплоемкость энергоносителя при температуре t_2 ; $k_{нт}$ – коэффициент

использования установленной тепловой мощности;
 $\tau_{\text{год}}$ – календарная продолжительность года в часах;
 $\eta_{\text{уу}}$ – КПД утилизационной установки;
 - электроэнергетики

$$N_{\text{Э}} = G_{\text{ВЭР}} \cdot (c_{\text{p1}} t_1 - c_{\text{p2}} t_2) \cdot k_{\text{иэ}} \cdot \tau_{\text{год}} \cdot \eta_{\text{уу}} \cdot \eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}},$$

где $k_{\text{иэ}}$ – коэффициент использования установленной электрической мощности; $\eta_{\text{т}}$ – КПД турбины; $\eta_{\text{м}}$, $\eta_{\text{г}}$ – механический и электрический КПД турбоустановки;
 - холода

$$Q_{\text{х}} = Q_{\text{т}} \cdot \varepsilon,$$

где ε – холодильный коэффициент.

Полученная мощность позволит предприятию провести замещение покупной энергии энергией собственного производства полностью или частично

$$Q_{\text{т}}^{\text{эф}} = Q_{\text{т}}^{\text{внешн}} - Q_{\text{т}}^{\text{собств}};$$

$$N_{\text{Э}}^{\text{эф}} = N_{\text{Э}}^{\text{внешн}} - N_{\text{Э}}^{\text{собств}};$$

$$Q_{\text{х}}^{\text{эф}} = Q_{\text{х}}^{\text{внешн}} - Q_{\text{х}}^{\text{собств}},$$

где $Q_{\text{т}}^{\text{эф}}$, $N_{\text{Э}}^{\text{эф}}$, $Q_{\text{х}}^{\text{эф}}$ – положительный эффект от производства собственной тепловой, электрической энергии и холода; $Q_{\text{т}}^{\text{внешн}}$, $N_{\text{Э}}^{\text{внешн}}$, $Q_{\text{х}}^{\text{внешн}}$ – количество энергии, приобретаемой от внешних потребителей; $Q_{\text{т}}^{\text{собств}}$, $N_{\text{Э}}^{\text{собств}}$, $Q_{\text{х}}^{\text{собств}}$ – количество энергии, вырабатываемой при использовании ВЭР.

В связи с тем, что топливная составляющая отсутствует, основным критерием оценки экономической эффективности использования ВЭР является значение срока окупаемости внедряемых энергосберегающих мероприятий

$$\tau_{\text{ок}} = \frac{k_{\text{т}} + k_{\text{Э}} + k_{\text{х}}}{\text{Пр}},$$

где $k_{\text{т}}$, $k_{\text{Э}}$, $k_{\text{х}}$ – капитальные вложения в тепло-, электрогенерирующую и холодильную установки; Пр – прибыль предприятия от реконструкции и модернизации за год.

Таким образом, проводится оценка экономической целесообразности капитальных вложений в реализацию проекта при использовании ВЭР, внедрение возможно при условии допустимых значений срока окупаемости (на современном этапе развития экономики предполагается, что $\tau_{\text{ок}}$ не должен превышать трех лет).

При формировании задания для нижнего уровня комплексного научно-методологического подхода необходимо учитывать, что основное оборудование (турбины и теплообменники) для тепловой схемы можно выбрать из существующего на рынке, или проектировать новое. Для оценки тепловых и массогабаритных характеристик турбин и теплообменников необходимо проводить соответствующие расчеты.

Построение и расчет проточных частей турбин. Выбор структуры проточных частей турбин

базируется на основе общеизвестных подходов к проектированию меридиональных обводов и построению профилей направляющих и рабочих лопаток [16].

Ограничением служат:

- допустимая степень расширения в проточной части (P_1/P_2);

- отношения скоростей u/c_0 для осевых турбин принимается от 0,45 до 0,55, радиально-осевых – 0,6–0,7;

- минимально допустимая высота лопаточных аппаратов первой ступени осевой турбины не менее 10 мм, радиально-осевой турбины – 5 мм;

- минимизация числа ступеней;

- частота вращения ротора турбины, которая обусловлена обеспечением минимально необходимой высоты лопаток и возможности изготовления и обеспечения надежности работы энергетической установки;

- максимальное увеличение коэффициента парциальности подвода пара;

- получение максимального КПД.

Эти ограничения являются основополагающими при выборе и расчете проточных частей турбин различных типов.

В качестве исходных данных для проведения расчета проточных частей турбин служат давление (P_0) и температура (T_0) на входе, давление на выходе (P_2), массовый расход (G) рабочего тела через турбину и частота вращения ротора (n). Количество ступеней (Z) и коэффициент распределения давления по степеням ($k_{\text{п}}$) выбираются на основании проведения предварительных расчетов с целью достижения максимальной эффективности.

С учетом общепринятых подходов к моделированию проточных частей турбин оценивается эффективность работы каждой ступени, что впоследствии позволяет получить мощность электрогенерирующей установки

$$N_{\text{т}} = \sum_{i=1}^n G_i \cdot (H_{\text{ад}})_i \cdot \eta_i,$$

где $N_{\text{т}}$ – мощность на валу турбины; i – номер ступени; G – массовый расход рабочего тела; $H_{\text{ад}}$ – адиабатический тепловой перепад степени; η – КПД ступени.

Результаты одномерного расчета позволяют за короткий промежуток времени получить геометрические характеристики и эффективность проточной части, которые являются исходными данными для дальнейшего проведения 3D расчетов проточной части турбины, с целью определения ее уточненных газодинамических характеристик.

Расчет и выбор теплообменников. Расчет теплообменного оборудования, входящего в состав тепловой схемы энергетической установки, осуществляется путем последовательного решения алгебраических уравнений. Благодаря такому подходу определяются его основные тепловые и массогабаритные характеристики.

По значениям температур вход-выход греющего и нагреваемого теплоносителей в теплообменных аппаратах определяется температурный напор в нем

$$\Delta t_{\text{нап}} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}},$$

где Δt_1 , Δt_2 – большее и меньшее значение из двух разниц температур.

С учетом физических свойств теплоносителя находится число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{W \cdot d}{\nu},$$

где W – скорость потока; d – диаметр трубки; ν – кинематическая вязкость.

По критериальным уравнениям теплообмена, в зависимости от характера движения среды, вычисляется число Нуссельта

$$\text{Nu} = a \cdot \text{Re}^b \cdot \text{Pr}^c,$$

где a , b , c – коэффициенты, зависящие от степени турбулентности потока; Pr – число Прандтля.

Определяется значение коэффициента теплоотдачи для каждого из теплоносителей

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d},$$

где λ – коэффициент теплопроводности.

Коэффициент теплопередачи определяется как

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где $R_{\text{ст}}$ – термическое сопротивление стенки.

Выбирается диаметр, шаг, количество рядов труб, поверхность теплообмена, что позволяет в результате оценить значение суммарных гидравлических потерь давления в каждом из потоков, при этом разбив его на элементарные типичные участки

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n \left(\rho \cdot \frac{W^2}{2} \cdot \zeta \right)_i,$$

где ρ – плотность рабочей среды; W – скорость потока; ζ – коэффициент сопротивления элементарного участка; i – порядковый номер элементарного участка; n – количество элементарных участков.

Расчетные исследования по определению тепловых и массогабаритных характеристик теплообменного оборудования проводятся с учетом реальных термодинамических свойств рабочих тел. Особенностью расчетной модели является возможность сопоставления полученных результатов с характеристиками разработанных теплообменников нефтехимической и других отраслей

промышленности. При разработке проекта такой подход позволяет снизить:

- временные затраты на проектирование

$$\tau_{\text{пр}} \rightarrow \tau_{\text{пр}}^{\text{мин}};$$

- денежные расходы на проектирование

$$K_{\text{пр}} \rightarrow K_{\text{пр}}^{\text{мин}}.$$

За базу берутся ГОСТы и технические условия (ТУ) производителей [17], также возможно добавление в базу других стандартов.

Из нескольких вариантов теплообменников на основании проведенных расчетных исследований предлагается наиболее рациональная конструкция, удовлетворяющая как по величине гидравлического сопротивления, так и по массогабаритным параметрам. В случае отсутствия теплообменника, подходящего по расходным и тепловым характеристикам, возникает необходимость в проектировании нового теплообменника.

Пример реализации задачи формирования тепловой схемы и выбора ее основных элементов.

В качестве примера реализации предложенного научно-методологического подхода рассмотрим создание двухкаскадной ОРЦ установки.

Институтом проточных машин им. Р. Шевальского Польской академии наук проведен ряд исследований по выбору рабочего тела для энергетической установки с учетом особенностей их рынка. В качестве рабочего тела в ОРЦ на биомассе выбрано MDM [18]. Данная установка работает только в зимний период времени в когенерационном режиме. Предложен вариант совершенствования когенерационной установки путем реализации второго каскада и изменения параметров MDM на выходе из турбины, что позволит конденсировать его при давлении близком к атмосферному. Некоторые частные аспекты решения этой комплексной задачи рассматривались в предыдущих работах авторов [13, 15].

Как отмечалось ранее, при выборе рабочего тела для турбин ОРЦ контура необходимо удовлетворить соответствующим требованиям. Предпочтение отдается НРТ, которое удовлетворяет большинству перечисленных требований, с учетом ограничений на условия работы конкретной машины. При выборе рабочего тела для второго каскада рассмотрен ряд НРТ, перечень которых не ограничивается представленными в табл. 1.

С учетом особенностей рабочего тела, выбранного для реализации во втором каскаде, и характеристик рабочего тела первого каскада, сформирована и предложена соответствующая тепловая схема двухкаскадной энергетической установки (рис. 6). Начальные параметры пара для второго каскада выбирались в соответствии с температурой источника теплоты. Также одним из условий являлось то, что действительный процесс расширения пара должен заканчиваться вблизи

пограничной кривой сухости. По результатам анализа исходной тепловой схемы и рассмотренных рабочих тел выбрано НРТ – R-600a.

Основные термодинамические характеристики рассматриваемой тепловой схемы представлены в табл. 2 – 6.

Таблица 1 – Основные свойства рассмотренных НРТ

Вещество	Молекулярная масса, г/моль	$t_{кип}^*$, °C	$t_{кр}^{**}$, °C	$p_{кр}^{**}$, бар	ODP	GWP	ГБ
R134a	102,03	- 22,5	101,10	40,67	0	1300	A1
R142b	100,49	- 9,2	136,8	41,5	0,065	2000	A2
R406a	89,6	- 32,7	116,5	48,8	0,043	8500	A2
R600a	58,12	- 11,8	135,92	36,84	0	20	A3

* – температура кипения при атмосферном давлении; ** – критическая величина;

ODP, GWP, ГБ – озоноразрушающий потенциал, потенциал глобального потепления, группа безопасности

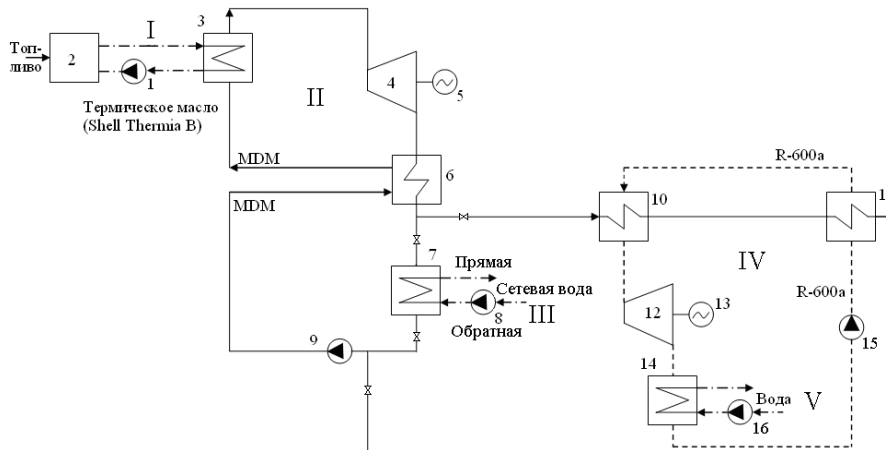


Рис. 6. Двухкаскадная энергетическая установка:

I – первый контур (промежуточный); II – второй контур (энергетический); III – третий контур (теплоснабжение и ГВС); IV – четвертый контур (энергетический); V – пятый контур (система конденсации рабочего тела); 1 – циркуляционный насос; 2 – котельный агрегат; 3 – испаритель; 4, 12 – турбина; 5, 13 – электрогенератор; 6 – рекуператор; 7 – бойлерная установка; 8 – сетевой насос; 9, 15 – питательный насос; 10, 11 – испаритель и подогреватель НРТ второго контура; 14 – конденсатор; 16 – циркуляционный насос системы охлаждения

Таблица 2 – Параметры контура масла Shell Therminia B (I)

Параметр	Ед. изм.	Показатель		
		Циркуляционный насос (1)	Котельный агрегат (2)	Испаритель (3)
Давление масла на входе	МПа	0,94	1,0	0,97
Давление масла на выходе	МПа	1,0	0,97	0,94
Температура масла на входе	°C	178	178	300
Температура масла на выходе	°C	178	300	178
Расход масла	кг/с	1,5	1,5	1,5
КПД	%	75	–	–
Тепловой поток масла	кВт	–	520	510
Мощность	кВт	0,2	–	–

Таблица 3 – Параметры контура MDM (II)

Параметр	Ед. изм.	Показатель							
		Испаритель (3)	Турбина (4)	Электрогенератор (5)	Рекуператор (6)	Бойлер (7)	Испаритель (9)	Подогреватель (10)	Питательный насос (11)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Давление MDM на входе	МПа	1,23	1,2	–	По греющей стороне – 0,09. По нагреваемой стороне – 1,233	0,089	0,089	0,088	0,087
Давление MDM на выходе	МПа	1,2	0,09	–	По греющей стороне – 0,089. По нагреваемой стороне – 1,230	0,088	0,088	0,087	1,233

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Температура MDM на входе	°С	154	280	–	По греющей стороне – 251. По нагреваемой стороне – 147	245	245	147	147
Температура MDM на выходе	°С	280	251	–	По греющей стороне – 245. По нагреваемой стороне – 154	147	147	147	147
Расход MDM	кг/с	1,25	1,25	–	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
Тепловой поток MDM	кВт	500	–	–	18	468	272	196	–
КПД	%	–	80	97	–	–	–	–	75
Мощность	кВт	–	40	39	–	–	–	–	3,0

Таблица 4 – Параметры контура теплоснабжения и горячего водоснабжения (III)

Параметр	Ед. изм.	Показатель	
		Бойлер (7)	Насос (8)
Давление СВ на входе	МПа	0,2	0,15
Давление СВ на выходе	МПа	0,19	0,2
Температура СВ на входе	°С	45	45
Температура СВ на выходе	°С	80	45
Расход СВ	кг/с	3,0	3,0
Тепловой поток	кВт	468	–
КПД	%	–	75
Мощность	кВт	–	0,2

Таблица 5 – Параметры контура R-600a со степенью расширения в турбине 9,3 (IV)

Параметр	Ед. изм.	Показатель					
		Подогреватель (10)	Испаритель (11)	Турбина (12)	Электрогенератор (13)	Конденсатор (14)	Питательный насос (15)
Давление R-600a на входе	МПа	3,28	3,265	3,25	–	0,35	0,349
Давление R-600a на выходе	МПа	3,265	3,25	0,35	–	0,349	3,28
Температура R-600a на входе	°С	27	93	128	–	44,5	25
Температура R-600a на выходе	°С	93	128	43	–	25	27
Расход R-600a	кг/с	1,1	1,1	1,1	–	1,1	1,1
Тепловой поток R-600a	кВт	193	269	–	–	400	–
КПД	%	–	–	80	97	–	75
Мощность	кВт	–	–	72	70	–	7,8

Таблица 6 – Параметры водяного контура (V)

Параметр	Ед. изм.	Показатель	
		Конденсатор (14)	Циркуляционный насос (16)
Давление воды на входе	МПа	0,13	0,1
Давление воды на выходе	МПа	0,1	0,13
Температура воды на входе	°С	20	20
Температура воды на выходе	°С	25,2	20
Расход воды	кг/с	18,5	18,5
Тепловой поток воды	кВт	392	–
КПД	%	–	75
Мощность	кВт	–	1,0

Проведены расчетные исследования влияния степени расширения рабочего тела в турбине на эффективность контура при постоянном подводе теплоты (рис. 7).

В результате расчетных исследований получен максимальный КПД контура (IV) при степени расширения в турбине близком к 10. При этом на основании предварительных проектных расчетов и возможности изготовления (которые проводятся на последующих этапах) было определено рациональное

значение степени расширения равное 9,3. При таком условии термодинамическая эффективность контура незначительно ниже оптимального значения, но проточная часть турбины может быть конструктивно реализована без затруднений.

Для рассматриваемого варианта в качестве ВЭР служат возобновляемые топливные ресурсы, базирующиеся на местном топливе (МТ). Стоимостным показателям МТ и возможности комбинирования имеющихся топлив разного вида

уделено большое внимание в [15]. Для предлагаемого варианта тепловой схемы энергетической установки с учетом особенностей рынка топлива Украины применительно к мини-ТЭЦ целесообразно рассмотреть цены условного топлива $c_{у.т.}$ 40, 60, 80 USD/т без НДС.

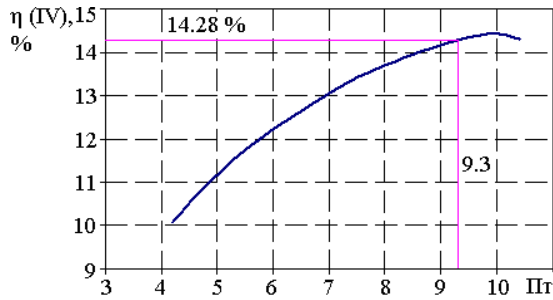


Рис. 7. Эффективность контура с рабочим телом R-600a в зависимости от степени расширения в турбине

При производстве тепловой и электрической энергии основными составляющими являются стоимость топлива и зарплата персонала с начислениями. Все расчеты ведутся без учета НДС. Установленная электрическая мощность двухкаскадной энергоустановки составляет 100 кВт.

КПД котла на биомассе ($\eta_k = 0,85$) и тепловая мощность подведенная в котле ($Q_k = 500$ кВт) к 1-му каскаду задаются постоянными в течение года. Вычислим часовой расход условного топлива на мини-ТЭЦ $b_{у.т.}$ при таких условиях:

$$b_{у.т.} = \frac{Q_k}{\eta_k} \frac{3600}{4,1893 \cdot 7000} = \frac{500 \cdot 3,6}{0,85 \cdot 29,32} = 72,21 \text{ кг/ч.}$$

Зная стоимость условного топлива $c_{у.т.}$, задавшись коэффициентом использования оборудования $k_{и} = 0,95$ и среднюю продолжительность месяца $\tau_{мес} = 730$ ч, несложно вычислить месячные затраты на мини-ТЭЦ на топливо $Z_{т.мес}$ (курс, 1 USD = 25 грн)

$$Z_{т.мес} = b_{у.т.} \frac{c_{у.т.} \cdot 25}{1000} k_{и} \tau_{мес} = 72,21 \cdot 25 \cdot 0,95 \cdot 0,730 \cdot c_{у.т.} = 1252 \cdot c_{у.т.} \text{ грн/мес.}$$

Таблица 7 – Результаты расчета себестоимости отпускаемой от мини-ТЭЦ электроэнергии и теплоты

Наименование величины	Режим				
	Лето		Переходной	Начало зимы	Зима
	день	ночь			
Продолжительность режима, час	3615	951	669	1514	2007
Затраты на условное топливо в час, грн/ч	72,21				
Фонд зарплаты с начислениями за час, грн/ч	82,19				
Расходы мини-ТЭЦ в час, грн/ч	171,56				
Производство тепловой мощности, Гкал/ч	0,110	0,0	0,200	0,280	0,400
Доля теплоты на генерацию электроэнергии	0,367	1,0	0,247	0,193	0,155
Генерация электроэнергии для потребителей, кВт	72	100	60	50	46
Расходы на мини-ТЭЦ за расчетный период, тыс. грн	275	72	51	115	153
Себестоимость электроэнергии, грн/(кВт·ч)	0,905	1,811	0,618	0,481	0,354
Себестоимость тепла, грн/Гкал	1053,71	0,0	719,41	559,98	411,62

Месячную зарплату персонала (12 человек) мини-ТЭЦ с начислениями оценим в 60 тыс. грн. Принимая, что доля затрат на топливо и персонал составляет 90 % всех месячных расходов на мини-ТЭЦ, можно вычислить остальные.

В табл. 7 в качестве примера приведены результаты годовой хозяйственной деятельности предлагаемой мини-ТЭЦ при условии $c_{у.т.} = 40$ USD/т без НДС [15]. В качестве периода работы установки в течение года взяты средние значения продолжительности времен года и суток для Украины. Расчеты проводятся на основе часовых показателей.

Результаты в табл. 7 показывают, что себестоимость электроэнергии в когенерационных режимах работы энергоустановки низкая и лежит в диапазоне 0,354–0,905 грн/(кВт·ч). Себестоимость выработки электроэнергии летом в ночное время, когда горячее водоснабжение (ГВС) отсутствует (конденсационный режим), увеличивается до 1,811 грн/(кВт·ч) (близко к стоимости в сети, но все же ниже). В отопительный период себестоимость отпускаемой тепловой энергии является конкурентной. Себестоимость же ГВС в летний период – 1053,71 грн/Гкал. При расчете себестоимости теплоснабжения (ГВС) содержание тепловых сетей не учитывалось.

Данные табл. 7 позволяют оценить результаты годовой хозяйственной деятельности предлагаемой мини-ТЭЦ. Результаты такого расчета для удельной стоимости оборудования мини-ТЭЦ 2000 USD/кВт представлены в табл. 8.

Из табл. 8 при заданных ценах на энергоносители (условное топливо, электроэнергия, теплота) и удельную электрическую мощность установки простой срок окупаемости мини-ТЭЦ составляет 2,2 года.

Также проведены расчетные исследования по оценке влияния стоимости энергоносителей на сроки окупаемости мини-ТЭЦ электрической мощностью 100 кВт (рис. 8).

Рис. 8 показывает, что при цене 2000 USD/кВт реализация мини-ТЭЦ установленной электрической мощностью 100 кВт является перспективной в широком диапазоне цен условного топлива. Необходимо учитывать, что значительное влияние на

Таблица 8 – Годовые технико-экономические показатели рассматриваемой мини-ТЭЦ

Наименование величины	Режим				
	Лето		Переходной	Начало зимы	Зима
	день	ночь	1	2	3
Продолжительность режима, час	3615	951	669	1514	2007
Производство электроэнергии за период, тыс. кВт·ч	260,28	95,10	40,27	76,46	93,33
Годовое производство электроэнергии, тыс. кВт·ч	565,44				
Производство теплоты за период, Гкал	397,65	0	133,8	423,92	802,8
Годовое производство теплоты, Гкал	1758,17				
Цена электроэнергии 2-го класса в сети, в том числе НДС, грн/(кВт·ч)	2,00				
Цена теплоты для потребителей, в том числе НДС, грн/Гкал	2000				
Финансовые показатели за время режима, тыс. грн	441,90	- 13,72	168,97	559,79	1130,09
- от продажи электроэнергии, тыс. грн	198,16	- 13,72	42,23	90,64	122,54
- от продажи тепла, тыс. грн	186,8	0	126,74	469,15	1007,55
Всего годовой доход, тыс. грн	2287,03				
Инвестиции, тыс. грн	2000 x 25 x 100 = 5000				
Простой срок окупаемости, год	2,2				

срок окупаемости энергоустановки оказывает наличие теплового потребителя, т. к. работа в чисто конденсационном режиме не будет иметь положительного экономического эффекта.

После оценки целесообразности реализации проекта переходим ко второму иерархическому уровню – детальному анализу основных элементов тепловой схемы энергетической установки.

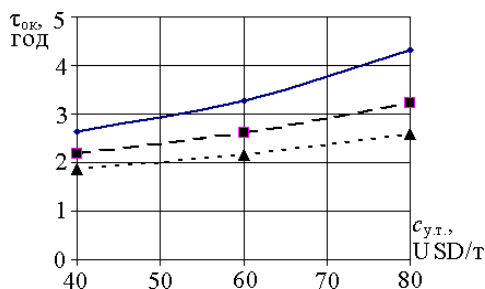


Рис. 8. Зависимость простого срока окупаемости реализации двухкаскадной мини-ТЭЦ (удельная стоимость 2000 USD/кВт) от цен на энергоносители:

- [c_e] = 1,8 грн/(кВтч), [c₀] = 1800 грн/Гкал;
- - - [c_e] = 2,0 грн/(кВтч), [c₀] = 2000 грн/Гкал;
- · - [c_e] = 2,2 грн/(кВтч), [c₀] = 2200 грн/Гкал

Как было сказано ранее, сложности могут возникнуть при проектировании турбин. Существуют

ограничения, влияющие на эффективность и возможность реализации турбин.

Расчет проточной части турбины с рабочим телом MDM подробно рассмотрен в [19, 20]. В связи с этим остановим свое внимание на расчете проточной части турбины с R-600a с целью оценки ее геометрических характеристик и эффективности работы при заданных условиях, а также поиску рациональной конструкции проточной части.

Исходными данными для расчета проточной части второго каскада служат данные из теплового расчета (табл. 5).

Проведены расчетные исследования проточной части турбины второго контура (R-600a). В процессе расчета варьировался тип турбины (осевой и радиально-осевой) и количество ступеней. В результате получена рациональная конструкция турбины, состоящая из двух ступеней радиально-осевого типа (табл. 9).

Такая конструкция позволяет значительно уменьшить массогабаритные характеристики по сравнению с турбиной осевого типа с количеством ступеней 7 шт. Промежуточное давление между ступенями выбиралось исходя из условий равенства частоты вращения рабочих колес, снижения парциального подвода пара к рабочему колесу и др.

Таблица 9 – Характеристики проточной части радиально-осевой двухступенчатой турбины

Параметр	Ед. изм.	Показатель	
		Первая ступень	Вторая ступень
Давление на входе	МПа	3,25	1,066
Давление на выходе	МПа	1,066	0,35
Температура на входе	°С	128	76,8
Температура на выходе	°С	76,8	43
Расход	кг/с	1,1	1,1
Частота вращения	об/мин	62400	62400
Степень парциальности	%	50	100
Наружный диаметр колеса	м	0,060	0,065
Высоты лопаток (вход/выход)	м	4,0/15,3	5,8/15,3
КПД	%	80,4	80,1
Мощность	кВт	33,7	39,6
Суммарная мощность	кВт	73,3	

На основании имеющихся параметров рабочих тел выполнены расчетные исследования по оценке массогабаритных характеристик теплообменного оборудования, входящего в состав тепловой схемы энергетической установки. С использованием построенной расчетной модели выбирается теплообменное оборудование для тепловой схемы из разработанных теплообменников в нефтехимической и других отраслей промышленности. Результаты расчетных исследований показали, что суммарная масса теплообменного оборудования составляет ~12 тонн.

Выводы. В результате проведенных исследований сформулирован методологический подход к построению и расчету тепловых схем энергогенерирующих установок малой мощности на НРТ и их основных составных элементов. Это позволит на этапе создания новой энергетической установки и при совершенствовании существующих объектов, имеющих в своем составе ВЭР достаточного потенциала для реализации электрогенерирующей установки, определить расходные и параметрические характеристики основных потоков ВЭР, выбрать на основании этих характеристик основное и вспомогательное оборудование, мощность и геометрию составных элементов тепловых схем в зависимости от потенциала источника ВЭР и режима его работы.

Проведенные расчетные исследования на примере когенерационной энергетической установки показали, что для предлагаемого варианта, рациональным является выбор теплообменного оборудования, имеющегося в нефтехимической промышленности, суммарная масса которого составит ~12 тонн. Что касается турбины второго каскада, то расчетным путем подобрана оптимальная степень расширения в турбине для получения максимальной эффективности энергетической установки и технически реализуемой проточной части турбины, которая составила $\Pi_T = 9,3$. В результате получена 2-х ступенчатая радиально-осевая турбина мощностью 73 кВт с относительным внутренним КПД 80 %.

Список литературы

- Haoshui Yu., Xiao Feng, Yufei Wang, Lorenz T. Biegler, John Eason. A systematic method to customize an efficient organic Rankine cycle (ORC) to recover waste heat in refineries. *Applied Energy Journal*. 2016. Vol. 179. P. 302–315. doi: 10.1016/j.apenergy.2016.06.093
- Bini R., Prima M. Di., Guercio A. *Organic Rankine cycle in biomass plants: an overview on different applications*. URL: http://www.turboden.eu/en/public/downloads/10A02943_paper_marco.pdf (accessed: 12.08.2019).
- Saadatfar B., Fakhrai R., Fransson T. Waste heat recovery Organic Rankine cycles in sustainable energy conversion: A state-of-the-art review. *The Journal of MacroTrends in Energy and Sustainability*. 2013. Vol. 1, issue 1. P. 161–188.
- Cirincione N. *Design, construction and commissioning of an Organic Rankine Cycle waste heat recovery system with a Tesla-Hybrid turbine expander*. Colorado, Fort Collins: Copyright by Nicholas Ray Cirincione, 2011. 79 p.
- Alison Auld, Arganthal Berson, Simon Hogg. Organic Rankine cycles in waste heat recovery: a comparative study. *International Journal of Low-Carbon Technologies*. 2013. Vol. 8, issue suppl_1. P. i9–i18. doi: 10.1093/ijlct/ctt033
- Кондратьев В. Б. *Тенденции развития мировой электроэнергетики. Часть 1*. URL: <https://ss69100.livejournal.com/1877562.html> (дата обращения: 29.10.2014).
- Dudley B. *BP Statistical Review of World Energy*. London: Pureprint Group Limited, 2018. 56 p.
- Dudley B. *BP Energy Outlook 2017*. URL: bp.com/energyoutlook (accessed: 10.09.2019).
- Данилов Н. И., Щелоков Я. М. *Основы энергосбережения*. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2006. 564 с.
- Poles S., Venturin M. *Numerical simulation of an organic Rankine cycle*. URL: http://www.openeering.com/sites/default/files/Organic_Rankine_Cycle_0.pdf (accessed: 20.09.2019).
- Шубенко А. Л., Сенецкий А. В., Сарапин В. П. Влияние начальных параметров на характеристики проточных частей турбин, работающих на низкокипящих рабочих телах. *Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ»*. Сер.: *Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ». 2016. № 9 (1181). С. 118–127. doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.18
- Peng D. Y., Robinson D. B. A new two – constant equation of state. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*. 1976. No. 15. P. 59–64.
- Shubenko O. L., Senetskyi O. V., Sarapin V. P., Babak M. Yu., Rogoviy S. V. Selection and calculation of heat exchange equipment for steam-turbine cycles on low-boiling working fluids. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 17 (1293). P. 9–16.
- Цанев С. В., Буров В. Д., Ремезов А. Н. *Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций*. Москва: МЭИ, 2002. 584 с.
- Маляренко В. А., Шубенко О. Л., Андреев С. Ю., Бабак М. Ю., Сенецкий О. В. *Когенераційні технології в малій енергетиці: монографія*. Харків. нац. ун-т міськ. гоп-ва ім. О. М. Бекетова, Ін-т проблем машинобуд. ім. А. М. Підгорного. Харків: ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2018. 454 с.
- Щегляев А. В. *Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин*. Москва: Энергоатомиздат, 1993. 800 с.
- ТУ 3612-144-13972650-2015. Теплообменные кожухотрубчатые аппараты серии ТКА*. Казань: ЗАО «ЭТАЛОН ТКС», 2015. 88 с.
- Rusanov R., Klonowicz P., Rusanov A., Lampart P., Jędrzejewski L., Witanowski L. Methods for design of axial turbines for ORC cogeneration unit working with MDM. *Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ»*. Сер.: *Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ». 2015. № 15 (1124). С. 86–100.
- Rusanov A., Rusanov R., Lampart P. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015. Vol. 5, issue 1. P. 399–410. doi: 10.1515/eng-2015-0047
- Rusanov A., Lampart P., Rusanov R. Modelling of viscous turbulent flow in flow parts of turbines for ORC plants with taking into account the real properties of the working fluid MDM on the basis of the modified Benedict-Webb-Rubin equation of state. *Авиационно-космическая техника и технология*. 2015. № 7 (124). С. 60–67.

References (transliterated)

- Haoshui Yu, Xiao Feng, Yufei Wang, Lorenz T. Biegler, John Eason. A systematic method to customize an efficient organic Rankine cycle (ORC) to recover waste heat in refineries. *Applied Energy Journal*. 2016, vol. 179, pp. 302–315. doi: 10.1016/j.apenergy.2016.06.093
- Bini R., Prima M. Di., Guercio A. *Organic Rankine cycle in biomass plants: an overview on different applications*. Available at: http://www.turboden.eu/en/public/downloads/10A02943_paper_marco.pdf (accessed 12.08.2019).
- Saadatfar B., Fakhrai R., Fransson T. Waste heat recovery Organic Rankine cycles in sustainable energy conversion: A state-of-the-art review. *The Journal of MacroTrends in Energy and Sustainability*. 2013 vol. 1, issue 1, pp. 161–188.
- Cirincione N. *Design, construction and commissioning of an Organic Rankine Cycle waste heat recovery system with a Tesla-Hybrid turbine expander*. Colorado, Fort Collins, Copyright by Nicholas Ray Cirincione, 2011. 79 p.

5. Alison Auld, Arganthal Berson, Simon Hogg. Organic Rankine cycles in waste heat recovery: a comparative study. *International Journal of Low-Carbon Technologies*. 2013, vol. 8, issue suppl_1, pp. i9–i18. doi: 10.1093/ijlct/ctt033
6. Kondrat'ev V. B. *Tendentsii razvitiya mirovoy elektroenergetiki. Chast' I* [Trends in the development of the world electric power industry. Part I]. Available at: <https://ss69100.livejournal.com/1877562.html> (accessed 29.10.2014).
7. Dudley B. *BP Statistical Review of World Energy*. London, Preprint Group Limited Publ., 2018. 56 p.
8. Dudley B. *BP Energy Outlook 2017*. Available at: bp.com/energyoutlook (accessed 10.09.2019).
9. Danilov N. I., Shchelokov Ya. M. *Osnovy energosberezheniya [Energy Saving Basics]*. Yekaterinburg, GOU VPO USTU-UPI Publ., 2006. 564 p.
10. Poles S., Venturin M. *Numerical simulation of an organic Rankine cycle*. Available at: http://www.openeering.com/sites/default/files/Organic_Rankine_Cycle_0.pdf (accessed 20.09.2019).
11. Shubenko A. L., Cenetskiy A. V., Sarapin V. P. Vliyanie nachal'nykh parametrov na kharakteristiki protochnykh chastey turbin, rabotayushchikh na nizkokipyashchikh rabochikh telakh [The influence of the initial parameters on the characteristics of the flow parts of turbines operating on low-boiling fluids]. *Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Enerhetychni i teplotekhnichni protsesy i ustatkuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 9 (1181), pp. 118–127. doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.18
12. Peng D. Y., Robinson D. B. A new two – constant equation of state. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*. 1976, no. 15, pp. 59–64.
13. Shubenko O. L., Senetskiy O. V., Sarapin V. P., Babak M. Yu., Rogoviy S. V. Selection and calculation of heat exchange equipment for steam-turbine cycles on low-boiling working fluids. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 17 (1293), pp. 9–16.
14. Tsanev S. V., Burov V. D., Remezov A. N. *Gazoturbinnye i parogazovye ustanovki teplovykh elektrostantsiy* [Gas turbine and steam-gas installations of thermal power plants]. Moscow, MEI Publ., 2002. 584 p.
15. Malyarenko V. A., Shubenko O. L., Andryeyev S. Yu., Babak M. Yu., Senetskiy O. V. *Koheneratsiyni tekhnolohiyi v maliy enerhetytsi: monohrafiya* [Cogeneration technologies in small energy: a monograph]. Kharkiv, nats. un-t mis'k. hop-va im. O. M. Beketova, In-t problem mashynobud. im. A. M. Pidhornoho [O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, A. Podgorny Institute of Problems of Mechanical Engineering NAS Ukraine]. Kharkiv, O. M. Beketov KhNUMG Publ., 2018. 454 p.
16. Shcheglyayev A. V. *Parovye turbiny. Teoriya teplovogo protsesa i konstruktсии turbin* [Steam turbines. Theory of thermal process and design of turbines]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1993. 800 p.
17. *TU 3612-144-13972650-2015. Teploobmennye kozhukhotrubchatye apparaty serii TKA* [Technical Conditions 3612-144-13972650-2015. Heat exchanger tubular tubes of TKA series]. Kazan, Etalon TKS CJSC Publ., 2015. 88 p.
18. Rusanov R., Klonowicz P., Rusanov A., Lampart P., Jędrzejewski L., Witanowski L. Methods for design of axial turbines for ORC cogeneration unit working with MDM. *Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Enerhetychni i teplotekhnichni protsesy i ustatkuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 15 (1124), pp. 86–100.
19. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015, vol. 5, issue 1, pp. 399–410. doi: 10.1515/eng-2015-0047
20. Rusanov A., Lampart P., Rusanov R. Modelling of viscous turbulent flow in flow parts of turbines for ORC plants with taking into account the real properties of the working fluid MDM on the basis of the modified Benedict-Webb-Rubin equation of state. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*. 2015, no. 7 (124), pp. 60–67.

Поступила (received) 01.10.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шубенко Олександр Леонідович (Шубенко Александр Леонидович, Shubenko Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НАН України, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, завідувач відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9014-1357>; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua

Бабак Микола Юрійович (Бабак Николай Юрьевич, Babak Mikola) – кандидат технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4281-2790>; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua

Сенецький Олександр Володимирович (Сенецкий Александр Владимирович, Senetskiy Oleksandr) – кандидат технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8146-2562>; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net

Sarapin Volodymyr – Candidate of Technical Sciences, MIRAI INTEX s.r.o., Senior engineer; Brno, Czech Republic; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5323-5351>; e-mail: v.sarapin@mirai-intex.cz