

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-1-76-88>

УДК 658.261:621.56

## Выбор, расчет и термодинамический анализ турбоустановок на органическом цикле Ренкина

А. В. Овсянник<sup>1)</sup>, В. П. Ключинский<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого (Гомель, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2022  
Belarusian National Technical University, 2022

**Реферат.** Разработана программа для выбора, расчета и термодинамического анализа турбоустановок на органическом цикле Ренкина, позволяющая получить значения оптимальных параметров рабочего тела, а также выбрать рабочее тело с наибольшим эксергетическим коэффициентом полезного действия для циклов на перегретом паре и с промежуточным перегревом. Представлена структура разработанной математической модели для проведения термодинамического анализа. Исследования проводили при давлении до 20 МПа и температурах рабочего тела: перед турбиной до 250 °С, на выходе из конденсатора 25 °С, максимально допустимой на выходе из промежуточного перегревателя 250 °С. Анализ полученных результатов показывает, что промежуточный перегрев в органическом цикле Ренкина, как и в классическом паротурбинном, приводит к повышению эксергетической эффективности. В среднем прирост эксергетического коэффициента полезного действия при оптимальных параметрах составляет 4,28 %, а для некоторых рабочих тел значительно превосходит этот результат (например, 8,14 и 6,56 % для R717 и R32 соответственно), что обусловлено их теплофизическими свойствами. Погрешность для всех низкокипящих рабочих тел не превышает 2 % от полученного результата эксергетической эффективности. Для исследуемых схем на примере хладагента R245FA построены диаграммы Грассмана – Шаргута. Эксергетический анализ показывает, что промежуточный перегрев при термодинамически оптимальных параметрах рабочего тела перед частями высокого и низкого давления турбины приводит к снижению потерь эксергии в котле-утилизаторе, значительному увеличению регенерации в теплообменном аппарате, увеличению потерь эксергии в насосе и их перераспределению в турбоагрегате, теплообменном аппарате и конденсаторе.

**Ключевые слова:** органический цикл Ренкина, хладагент, термодинамическая эффективность, эксергетический анализ, диаграммы Грассмана – Шаргута, промежуточный перегрев, потенциал разрушения озонового слоя, низкокипящее рабочее тело, турбоагрегат, низкопотенциальная энергия

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

---

### Адрес для переписки

Овсянник Анатолий Васильевич  
Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого  
просп. Октября, 48,  
246746, г. Гомель, Республика Беларусь  
Тел.: +375 232 40-20-36  
av.ovsyannik@mail.ru

### Address for correspondence

Ovsyannik Anatolii V.  
Sukhoi State Technical  
University of Gmel,  
48, October Ave.,  
246746, Gmel, Republic of Belarus  
Tel.: +375 232 40-20-36  
av.ovsyannik@mail.ru

---

## Selection, Calculation and Thermodynamic Analysis of Turbine Units Based on the Organic Rankine Cycle

A. V. Ovsyannik<sup>1)</sup>, V. P. Kliuchinski<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>Sukhoi State Technical University of Gomel (Gomel, Republic of Belarus)

**Abstract.** A program has been developed for the selection, calculation and thermodynamic analysis of turbine units based on the organic Rankine cycle, which makes it possible to determine the values of the optimal parameters of the working fluid, as well as to select the working fluid with the highest exergetic efficiency for cycles on superheated steam and with intermediate overheating. The structure of the developed mathematical model for thermodynamic analysis is presented. The studies were conducted at pressures up to 20 MPa and temperatures of the working fluid in front of the turbine up to 250 °C; the temperature of the working fluid at the outlet of the condenser was 25 °C, while the maximum temperature of the working fluid at the outlet of the intermediate superheater was 250 °C. The analysis of the results showed that the use of reheating in the organic Rankine cycle – as well as in the classical (i. e. steam turbine) one – led to higher exergetic efficiency of the cycle. On average, for the studied working media, the increase in exergetic efficiency at optimal parameters of the working body was 4.28 %. However, some working media significantly exceeded this result (for example, 8.14 and 6.56 % for R717 and R32, respectively) due to their thermophysical properties. The error for all low-boiling working media did not exceed 2 % of the obtained result of exergetic efficiency. Grassmann – Shargut charts were made for the studied circuits using the example of the refrigerant R245FA. Exergetic analysis demonstrated that intermediate overheating at thermodynamically optimal parameters of the working media before the high and low pressure parts of the turbine causes a decrease in exergy losses in the heat recovery boiler, a significant increase in regeneration in the heat exchanger, an increase in exergy losses in the pump and their redistribution in the turbine unit, heat exchanger and condenser.

**Keywords:** organic Rankine cycle, refrigerant, thermodynamic efficiency, exergetic analysis, Grassmann – Shargut charts, intermediate overheating, ozone layer destruction potential, low-boiling working media, turbine unit, low-potential energy

**For citation:** Ovsyannik A. V., Kliuchinski V. P. (2022) Selection, Calculation and Thermodynamic Analysis of Turbine Units Based on the Organic Rankine Cycle. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 65 (1), 76–88. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-1-76-88> (in Russian)

### Введение

Органический цикл Ренкина (ОЦР) является альтернативой классическому паротурбинному циклу. Его применение предпочтительнее (с технико-экономической точки зрения) при температурах рабочего тела перед турбиной 250 °C и ниже [1, 2]. Это обусловлено снижением эффективности паротурбинного цикла при столь низких значениях температуры рабочего тела, сложностью конструкции и, как следствие, более высокой стоимостью установки. Так, согласно [3], установка на ОЦР (с учетом всех сопутствующих расходов на монтаж, проектирование и т. д.) обойдется в 800–900 дол./кВт, тогда как стоимость паротурбинной установки соизмеримой мощности от 1000 дол./кВт. Таким образом, ОЦР приобретает все более широкое распространение в альтернативной энерге-

тике для утилизации низкопотенциальных вторичных энергетических ресурсов, а также при сжигании топлив с низкой теплотворной способностью [2–5].

Комбинированное получение электроэнергии, теплоты и холода (тригенерация) – один из новых способов энергосбережения [6, 7]. Тригенерационные комплексы эффективны как в различных отраслях промышленности, так и в сфере услуг и жилищно-коммунальном хозяйстве [8]. В настоящее время турбоустановки (ТУ) на ОЦР рассматриваются в качестве элементов тригенерационных установок, применяемых в том числе для производства углекислоты [9–12].

Исследования, проведенные для циклов на водяном паре (классический цикл Ренкина), показали, что существуют оптимальные параметры рабочего тела, при которых достигается максимальная термодинамическая эффективность [13]. Однако множество низкокипящих рабочих тел (НКРТ), в отличие от воды, имеют «сухую» либо «изоэнтропную» линию насыщенного пара на  $T$ - $s$ -диаграмме [4] и, как следствие, в конце процесса расширения остаются в перегретом состоянии. При этом изменение параметров рабочего тела перед турбиной приводит к их изменению на выходе из нее, в том числе температуры. Таким образом, применение методики и результатов, полученных для паровых циклов с эквивалентным циклом Карно и неизменной эквивалентной конечной температурой [13], становится невозможным.

Проведенные исследования [14, 15] для схем на органическом цикле Ренкина показали, что в ОЦР также существуют свои оптимальные параметры рабочего тела перед турбиной (температура и давление), при которых эксергетический КПД достигает максимального значения. Аналогичные результаты характерны и для ОЦР с промежуточным перегревом рабочего тела.

Таким образом, целью исследований является изучение влияния промежуточного перегрева на эксергетическую эффективность ТУ на ОЦР для различных НКРТ при термодинамически оптимальных параметрах.

### **Исследуемые схемы и принцип их работы**

В статье рассмотрены два характерных цикла ТУ на ОРЦ: на перегретом паре (рис. 1) и с промежуточным перегревом рабочего тела (рис. 2).

Принцип работы исследуемой схемы: из конденсатора жидкое низкокипящее рабочее тело насосом подается в теплообменный аппарат, где нагревается парами НКРТ, поступающими из турбины. Затем рабочее тело направляется в котел-утилизатор, где нагревается, испаряется и перегревается. Далее поступает в турбину, где совершает механическую работу вращения вала, связанного муфтой с генератором электрического тока. В схеме с промежуточным перегревом НКРТ, пройдя часть высокого давления (ЧВД) турбины, снова попадает в котел-утилизатор, где повторно перегревается и поступает в часть низкого давления (ЧНД) турбины. После

совершения работы в турбине НКРТ, будучи еще в перегретом состоянии, охлаждается до температуры, близкой к температуре насыщения при данном давлении в теплообменном аппарате, и направляется в конденсатор, где и конденсируется.

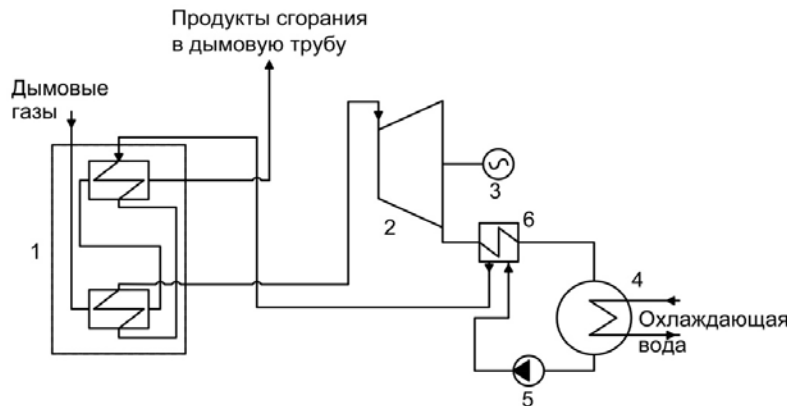


Рис. 1. Схема органического цикла Ренкина на перегретом паре: 1 – котел-утилизатор; 2 – турбина; 3 – генератор; 4 – конденсатор; 5 – насос; 6 – теплообменный аппарат

Fig. 1. The scheme of organic Rankine cycle for superheated steam: 1 – heat recovery boiler; 2 – turbine; 3 – generator; 4 – condenser; 5 – pump; 6 – heat exchanger

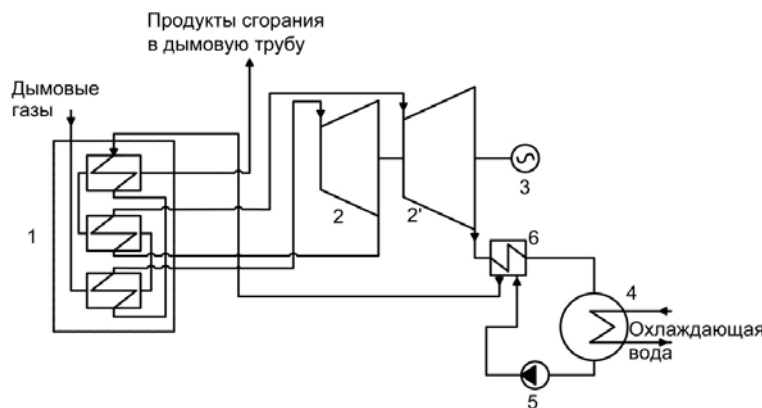


Рис. 2. Схема органического цикла Ренкина с промежуточным перегревом рабочего тела: 1 – котел-утилизатор; 2 – часть высокого давления турбины; 2' – часть низкого давления турбины; 3 – генератор; 4 – конденсатор; 5 – насос; 6 – теплообменный аппарат

Fig. 2. The scheme of organic Rankine cycle with intermediate overheating of the working media: 1 – heat recovery boiler; 2 – high pressure part of the turbine; 2' – low pressure part of the turbine; 3 – generator; 4 – condenser; 5 – pump; 6 – heat exchanger

### Термодинамический анализ и результаты исследований

Согласно [16], наиболее подходящим методом термодинамического анализа ОЦР, а также циклов тригенерации в целом является эксергетический, позволяющий изучать качественную сторону преобразования энер-

гии и степень термодинамического совершенства процессов. Для решения данной задачи на языке программирования MATLAB разработана программа [17] по исследованию параметров рабочего тела перед турбиной, а также перед ЧВД и ЧНД турбины (в зависимости от выбранной схемы), при которых достигается максимальная эксергетическая эффективность установки.

Структура математической модели для проведения эксергетического анализа схем на ОЦР представлена на рис. 3. Методика эксергетического анализа разработана на основе [18–20] и описана в [21].

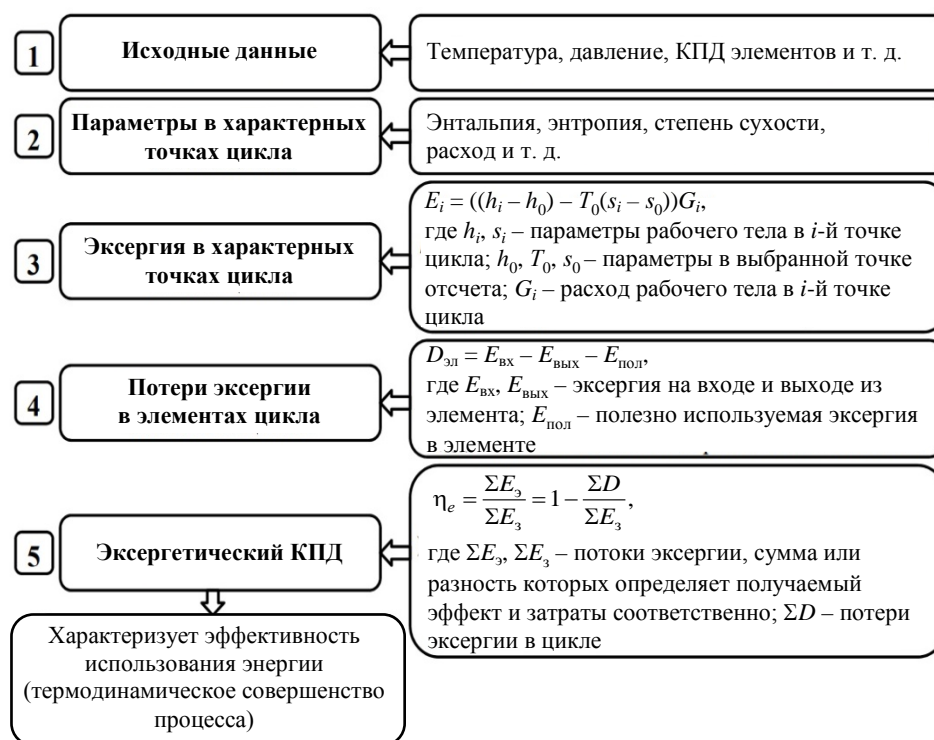


Рис. 3. Структура математической модели для проведения эксергетического анализа схем на органическом цикле Ренкина

Fig. 3. The structure of a mathematical model for the exergetic analysis of schemes on the organic Rankine cycle

При помощи предложенной методики для проведения эксергетического анализа и разработанной на ее основе программы определены максимальный эксергетический КПД и оптимальные с термодинамической точки зрения параметры, при которых он достигается, для тридцати НКРТ с нулевым потенциалом разрушения озонового слоя. Условия проведения исследований представлены в табл. 1. Исходя из цели термодинамической оптимизации считается, что при каждом изменении исследуемых параметров (температуры, давления) оборудование (турбогенератор, насос и т. д.) подбирается таким образом, чтобы его показатели эффективности остались неизменными.

Таблица 1

Условия проведения исследований  
 Research conditions

Наименование параметра	Значение
Индикаторный КПД турбины, о. е.	0,82
Индикаторный КПД насоса, о. е.	0,80
КПД котла-утилизатора, о. е.	0,98
КПД теплообменного аппарата, о. е.	0,98
Механический КПД турбины, о. е.	0,98
КПД генератора, о. е.	0,97
Температура низкокипящего рабочего тела на выходе из конденсатора, °C	25
Температура окружающей среды, °C	15
Атмосферное давление, кПа	101,33
Температура тепловых вторичных энергетических ресурсов (продуктов сгорания), поступающих в котел-утилизатор, °C	300
Максимально допустимая температура рабочего тела перед турбиной, °C	250
Максимально допустимая температура рабочего тела после промежуточного перегрева, °C	250
Максимально допустимое давление рабочего тела перед турбиной, МПа	20

Циклы исследуемых схем с оптимальными параметрами НКРТ представлены на рис. 4, 5. В качестве рабочего тела использован один из наиболее эффективных по результатам исследования хладагент R245FA, обладающий нулевым потенциалом разрушения озонового слоя и низким потенциалом глобального потепления.

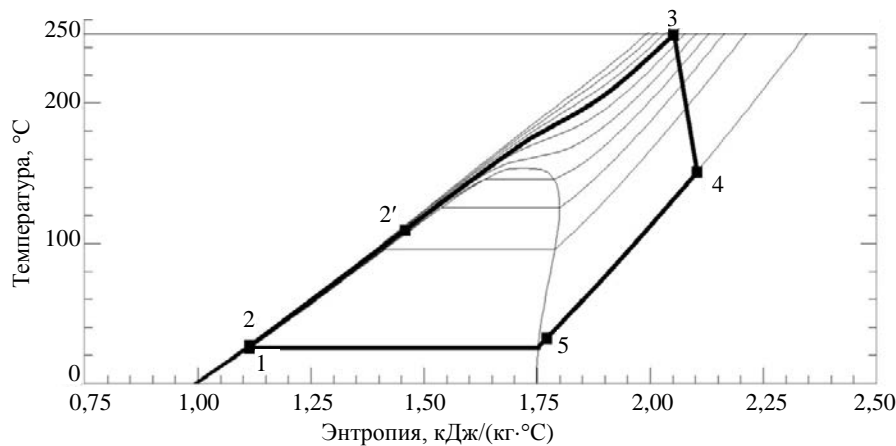


Рис. 4. Органический цикл Ренкина на перегретом паре в  $T-s$ -координатах

Fig. 4. Organic Rankine cycle on superheated steam in  $T-s$ -coordinates

Циклы состоят из следующих процессов: 1–2 – повышение давления НКРТ в насосе; 2–2' – нагрев НКРТ в теплообменном аппарате; 2'–3 – нагрев, парообразование и перегрев в котле-утилизаторе; 3–4 – рас-

ширение НКРТ в турбине; 3–3' – расширение в ЧВД турбины; 3'–3'' – перегрев НКРТ в промежуточном перегревателе котла-утилизатора; 3''–4 – расширение НКРТ в ЧНД турбины; 4–5 – охлаждение паров хладагента в теплообменнике; 5–1 – охлаждение и конденсация паров хладагента в конденсаторе.

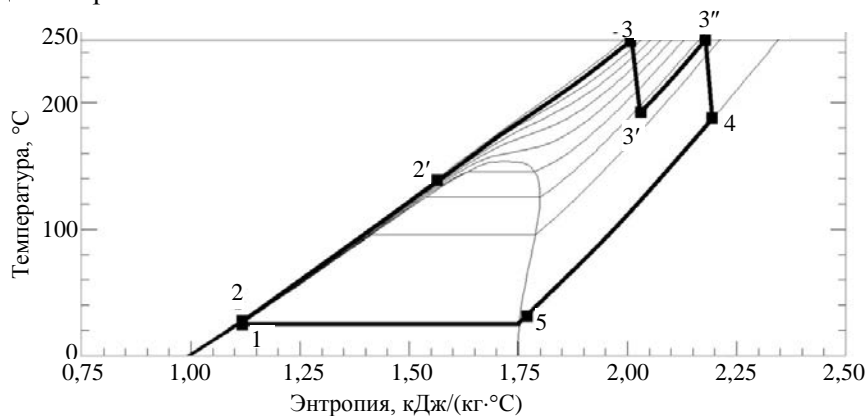


Рис. 5. Органический цикл Ренкина с промежуточным перегревом в  $T$ - $s$ -координатах

Fig. 5. Organic Rankine cycle with intermediate superheating in  $T$ - $s$ -coordinates

Результаты исследований представлены в табл. 2. Классификация рабочих тел по стоимости: с низкой (Н) стоимостью – не более 5 бел. руб./л, средней (С) – 5–15 бел. руб./л, высокой (В) – более 15 бел. руб./л. При этом средний расход хладагента на выработку 1 кВт·ч электроэнергии в ОЦР значительно (примерно в 10 раз) превосходит аналогичный расход водяного пара в классическом цикле Ренкина и зависит от теплофизических свойств НКРТ. Таким образом, при выборе рабочего тела необходимо обращать внимание не только на его эффективность, но и на стоимость.

Анализ полученных результатов показывает, что использование промежуточного перегрева в ОЦР приводит к повышению эксергетической эффективности цикла. В среднем прирост эксергетического КПД составляет 4,28 %, а для некоторых рабочих тел значительно превосходит данный результат (например, 8,14 и 6,56% для R717 и R32 соответственно), что обусловлено их теплофизическими свойствами. При этом погрешность, состоящая из погрешностей определения термодинамических свойств рабочих тел и оптимальных параметров (интерполяции), для всех НКРТ не превышает 2 % от полученного результата эксергетической эффективности (например, для R717 эксергетический КПД составляет  $39,89 \pm 0,80$  %).

Давление рабочего тела перед ЧВД турбины в схеме с промежуточным перегревом во всех случаях несколько выше, чем на перегретом паре.

Наибольшей термодинамической эффективностью при малых оптимальных давлениях рабочего тела обладают R600A и R245FA, а также новые синтезированные хладагенты, такие как R1234ZE(E), R1234YF, R1234ZE(Z), R1233ZD(E).

Таблица 2

Результаты исследований

The results of the research

Наименование рабочего тела	Стоимость	Турбоустановка								Прирост КПД, %
		на перегретом паре			с промежуточным перегревом					
		Параметр низкокипящего рабочего тела перед турбоустановкой		КПД, %	Параметр низкокипящего рабочего тела перед частью				КПД, %	
					высокого давления		низкого давления			
		$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{МПа}$	$t_{\text{в}}, ^\circ\text{C}$	$P_{\text{в}}, \text{МПа}$	$t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	$P_{\text{н}}, \text{МПа}$			
R125	C	250	13,32	46,16	250	16,88	250	5,90	49,72	3,56
R134A	C	250	10,38	46,98	250	14,67	250	4,33	51,37	4,39
R143A	C	250	11,95	46,51	250	15,26	250	5,42	50,78	4,27
R152A	C	250	9,02	46,58	250	13,10	250	3,35	51,80	5,22
R227EA	C	250	9,16	48,34	250	11,45	250	2,90	51,55	3,20
R23	C	250	16,64	40,59	250	20,20	250	10,33	44,18	3,59
R236FA	C	250	7,43	48,75	250	9,77	250	2,13	52,23	3,49
R245FA	C	250	5,98	50,01	250	8,15	250	1,89	53,74	3,74
R32	C	250	13,51	42,60	250	20,19	250	6,84	49,17	6,56
R1234YF	B	250	9,80	47,98	250	13,18	250	3,86	51,78	3,80
R1234ZE(E)	B	250	8,95	47,62	250	13,00	250	3,14	51,72	4,10
R1234ZE(Z)	B	250	5,51	49,42	250	7,68	250	1,88	53,75	4,33
R1233ZD(E)	B	250	4,92	49,93	250	6,63	250	1,64	54,01	4,08
R404A	C	250	12,38	46,38	250	16,75	250	5,72	50,42	4,03
R407A	C	250	12,91	45,07	250	18,25	250	6,02	49,64	4,58
R407B	C	250	13,28	45,58	250	18,32	250	6,14	49,67	4,09
R410A	C	250	14,14	44,68	250	18,66	250	6,60	49,68	5,00
R419A	C	250	12,34	45,80	250	16,61	250	5,54	49,74	3,93
R421A	C	250	12,24	46,01	250	16,55	250	5,43	49,97	3,96
R421B	C	250	12,98	46,07	250	16,53	250	5,76	49,78	3,71
R422A	C	250	12,90	46,22	250	16,78	250	5,79	49,85	3,63
R422B	C	250	12,16	46,15	250	16,56	250	5,44	50,05	3,91
R422B	C	250	12,16	46,15	250	16,56	250	5,44	50,05	3,91
R422C	C	250	12,84	46,19	250	16,75	250	5,75	49,86	3,67
R424A	C	250	11,97	46,13	250	16,51	250	5,36	50,09	3,96
R507A	C	250	12,49	46,40	250	16,78	250	5,77	50,39	3,99
R744	H	250	21,92	38,00	250	24,93	250	13,24	43,82	5,82
R717	H	250	13,00	39,89	250	19,50	250	5,31	48,03	8,14
R290	H	250	10,50	47,64	250	13,45	250	4,60	51,87	4,22
R600A	H	250	6,99	50,26	250	8,85	250	2,24	53,90	3,64



Для анализа влияния промежуточного перегрева на потери эксергии по элементам ТУ на ОЦР построены диаграммы Грассмана – Шаргута на примере хладагента R245FA (рис. 6, 7).

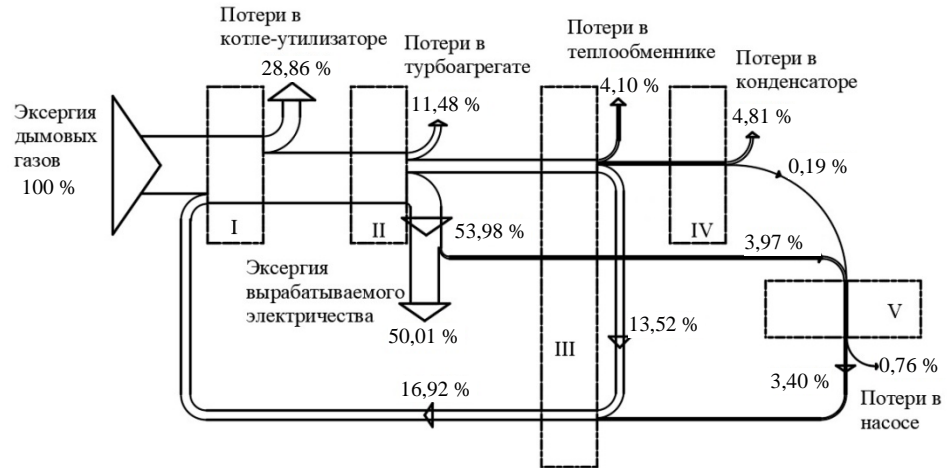


Рис. 6. Диаграмма Грассмана – Шаргута для схемы на перегретом паре:  
I – котел-утилизатор; II – турбоагрегат; III – теплообменный аппарат;  
IV – конденсатор; V – насос

Fig. 6. Grassman – Shargut chart for superheated steam circuit:  
I – heat recovery boiler; II – turbine unit; III – heat exchanger; IV – condenser; V – pump

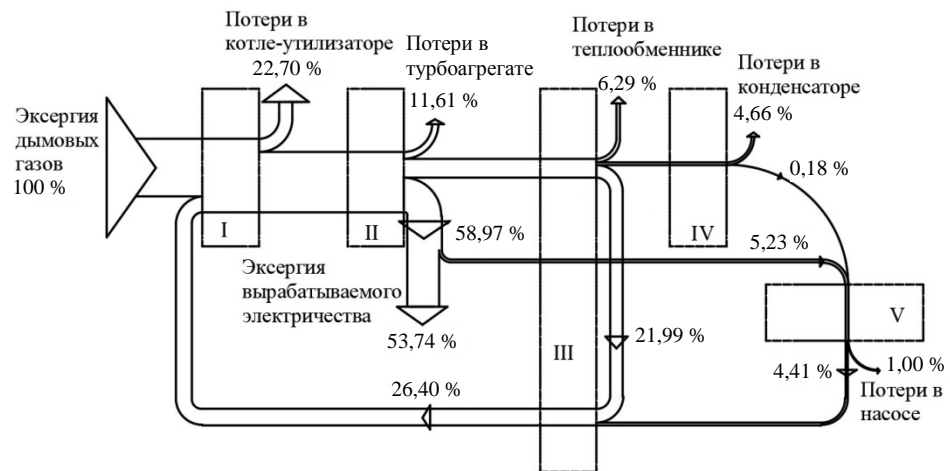


Рис. 7. Диаграмма Грассмана – Шаргута для схемы с промежуточным перегревом:  
I – котел-утилизатор; II – турбоагрегат; III – теплообменный аппарат;  
IV – конденсатор; V – насос

Fig. 7. Grassman – Shargut chart for a circuit with intermediate overheating:  
I – heat recovery boiler; II – turbine unit; III – heat exchanger; IV – condenser; V – pump

Промежуточный перегрев при термодинамически оптимальных параметрах рабочего тела перед ЧВД и ЧНД приводит к снижению потерь эксергии в котле-утилизаторе, значительному увеличению регенерации

в теплообменном аппарате, росту потерь эксергии в насосе (вследствие повышения давления рабочего тела перед турбиной), их перераспределению в турбоагрегате, теплообменном аппарате и конденсаторе (росту потерь эксергии в турбоагрегате и теплообменном аппарате в результате увеличения количества эксергии, поступающей и преобразовываемой в данных аппаратах, снижению потерь эксергии в конденсаторе из-за уменьшения количества рабочего тела, циркулирующего в цикле и, как следствие, поступающего в конденсатор).

Сравнительный анализ эксергетической эффективности сверхкритического ОЦР (табл. 2) и субкритического классического цикла Ренкина (табл. 3) при одинаковых условиях исследования (табл. 1) показывает, что эффективность ОЦР на сверхкритических параметрах значительно выше. Однако в зависимости от рабочего тела при одинаковых субкритических начальных и конечных параметрах (табл. 3) ОЦР может быть как эффективнее классического паротурбинного цикла (R290), так и обладать значительно меньшей эффективностью (R410A). При этом исследуемые методы (повышение давления и промежуточный перегрев) при температуре 250 °С для классического цикла Ренкина неприменимы, что ограничивает его возможности по повышению эффективности.

Таблица 3

**Результаты расчета эксергетической эффективности классического и органического циклов Ренкина на субкритических параметрах рабочего тела**

**The results of calculating the exergetic efficiency of the classical and organic Rankine cycles when parameters of the working media are the subcritical**

Наименование рабочего тела	Стоимость	Параметр рабочего тела		Эксергетический КПД, %
		Температура, °С	Давление, МПа	
Вода	Н	250	2,12	22,65
R410A	С	250	2,12	7,28
R290	Н	250	2,12	24,01

## ВЫВОДЫ

1. Применение органического цикла Ренкина актуально в альтернативной энергетике, для утилизации низкопотенциальных вторичных энергетических ресурсов, а также при сжигании топлив с низкой теплотворной способностью.

2. Одним из новых способов энергосбережения является комбинированное получение электроэнергии, теплоты и холода (тригенерация). В настоящее время турбоустановки на органическом цикле Ренкина рассматриваются в качестве элементов тригенерационных установок, что позволяет в рамках альтернативной энергетике синтезировать новые высокоэффективные схемы.

3. Наиболее подходящим методом термодинамического анализа органического цикла Ренкина, а также циклов тригенерации в целом явля-

ется эксергетический, позволяющий учитывать качественную сторону преобразования энергии и степень термодинамического совершенства процессов.

4. Для повышения термодинамической эффективности турбоустановок на органическом цикле Ренкина целесообразно применение промежуточного перегрева. Максимальная эффективность достигается при использовании оптимальных с термодинамической точки зрения параметров рабочего тела перед частями высокого и низкого давления турбины.

5. Положительный эффект от промежуточного перегрева в органическом цикле Ренкина зависит от используемого рабочего тела. Максимальный прирост эксергетического коэффициента полезного действия наблюдается у R717, R32 и составляет 8,14 и 6,56 % соответственно.

6. Результаты исследований, полученные для тридцати озонобезопасных низкокипящих рабочих тел, могут применяться при выборе рабочего тела для органического цикла Ренкина.

7. Сравнительный анализ классического и органического циклов Ренкина (рассмотренных при одинаковых начальных и конечных параметрах рабочего тела) показал, что органический цикл может быть как эффективнее классического паротурбинного (24,01 % для R290 против 22,65 % для воды), так и обладать значительно меньшей эффективностью (7,28 % для R410A против 22,65 % для воды). Эффективность органического цикла Ренкина на сверхкритических термодинамически оптимальных параметрах рабочего тела значительно выше (достигает 50 % для R600A и R245FA), чем классического цикла.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Применение турбодетандера в паросиловых установках для утилизации тепловой энергии в системах теплоснабжения / Р. А. Садыков [и др.] // Теплоэнергетика. 2016. № 5. С. 56–62. <https://doi.org/10.1134/S0040363616030115>.
2. Ключинский, В. П. Тригенерационные турбодетандерные установки на основе низкокипящих рабочих тел / В. П. Ключинский, А. В. Овсянник // Беларусь в современном мире: материалы XII Междунар. науч. конф. студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых, Гомель, 16–17 мая 2019 г. / под общ. ред. В. В. Кириенко. Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2019. С. 329–331.
3. Technical, Economical and Market Review of Organic Rankine Cycles for the Conversion of Low-Grade Heat for Power Generation / F. Velez [et al.] // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2012. Vol. 16, Iss. 6. P. 4175–4189. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.03.022>.
4. Белов, Г. В. Органический цикл Ренкина и его применение в альтернативной энергетике / Г. В. Белов, М. А. Дорохова // Наука и образование: науч. изд. МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2014. № 2. С. 99–124.
5. Techno-Economic Survey of Organic Rankine Cycle (ORC) Systems / S. Quoilin [et al.] // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2013. Vol. 22. P. 168–186. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.028>.
6. Генерация холода с применением детандер-генераторных агрегатов / А. В. Клименко [и др.] // Теплоэнергетика. 2016. № 5. С. 37–44. <https://doi.org/10.1134/S0040363616050039>.
7. Схемы тригенерационных установок для централизованного энергоснабжения / А. В. Клименко [и др.] // Теплоэнергетика. 2016. № 6. С. 36–43. <https://doi.org/10.1134/S0040363616060047>.

8. Особенности комбинированного производства электроэнергии, тепла и холода на базе парогазовой установки / А. В. Клименко [и др.] // Теплоэнергетика. 2015. № 3. С. 11–15. <https://doi.org/10.1134/S0040363615030042>.
  9. Овсянник, А. В. Тригенерация энергии в турбодетандерных установках на диоксиде углерода / А. В. Овсянник // Современные проблемы машиноведения: материалы XII Междунар. науч.-техн. конф., 22–23 нояб. 2018 г. Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2018. С. 237–239.
  10. Тригенерация энергии в турбодетандерных установках на диоксиде углерода / А. В. Овсянник [и др.] // Вестник ГГТУ им. П. О. Сухого. 2019. № 2. С. 41–51.
  11. Овсянник, А. В. Турбодетандерная установка на диоксиде углерода с производством жидкой и газообразной углекислоты / А. В. Овсянник // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2019. Т. 62, № 1. С. 77–87. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-1-77-87>.
  12. Trigenation Units on Carbon Dioxide with Two-Time Overheating with Installation of Turbo Detainderand Recovery Boiler / A. V. Ovsyannik [et al.] // Journal of Physics: Conference Series. 2020. Vol. 1683. No 042010.
  13. Щегляев, А. В. Теория теплового процесса и конструкции турбин: в 2 кн. Кн. 1 / 6-е изд., перераб. и подгот. к печати Б. М. Трояновским. М.: Энергоатомиздат, 1993. 384 с.
  14. Овсянник, А. В. Термодинамический анализ озонобезопасных низкокипящих рабочих тел для турбодетандерных установок / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2020. Т. 63, № 6. С. 554–562. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-6-554-562>.
  15. Ovsyannik, A. V. Thermodynamic Analysis and Optimization of Low-Boiling Fluid Parameters in a Turboexpander / A. V. Ovsyannik, V. P. Kliuchinski // Journal of Physics: Conference Series. 2020. Vol. 1683. No 042005.
  16. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент / под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. 2-е изд., перераб. М.: Энергоатомиздат, 1988. 560 с.
  17. Овсянник, А. В. Разработка компьютерной программы для оптимизации параметров низкокипящего рабочего тела в турбодетандерной установке / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // Вестник ГГТУ им. П. О. Сухого. 2020. № 3–4. С. 108–115.
  18. Бродянский, В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа / В. М. Бродянский. М.: Энергия, 1973. 295 с.
  19. Бродянский, В. М. Эксергетический метод и его приложения / В. М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек; под ред. В. М. Бродянского. М.: Энергоатомиздат, 1988. 288 с.
  20. Шаргут, Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела. М.: Энергия, 1968. 280 с.
  21. Овсянник А. В. Турбодетандерные установки на низкокипящих рабочих телах / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2021. Т. 64, № 1. С. 65–77. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-1-65-77>.
- Поступила 14.01.2021 Подписана в печать 25.03.2021 Опубликована онлайн 31.01.2022

## REFERENCES

1. Sadykov R. A., Daminov A. Z., Solomin I. N., Futin V. A. (2016) Use of a Turboexpander in Steam Power Units for Heat Energy Recovery in Heat Supply Systems. *Thermal Engineering*, 63 (5), 360–366. <https://doi.org/10.1134/S0040601516030113>.
2. Kliuchinski V. P., Ovsyannik A. V. (2019) Trigenation Turbo-Expander Units Based on Low-Boiling Working Fluids. *Belarus' v Sovremennom Mire: Materialy XII Mezhdunar. Nauch. Konf. Studentov, Magistrantov, Aspirantov i Molodykh Uchenykh, Gornel', 16–17 Maya 2019 g.* [Belarus in the Modern World: Materials of the XII International Scientific Conference of Students, Undergraduates, Postgraduates and Young Scientists]. Gomel, Sukhoi State Technical University of Gomel, 329–331 (in Russian).
3. Velez F., Segovia J. J., Martín M. C., Antolín G., Chejne F., Quijano A. (2012) Technical, Economical and Market Review of Organic Rankine Cycles for the Conversion of Low-Grade Heat for Power Generation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16 (6), 4175–4189. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.03.022>.

4. Belov G. V., Dorokhova M. A. (2014) Renkin's Organic Cycle and its Application in Alternative Power Engineering. *Nauka i Obrazovanie: Nauch. Izd. MGTU im. N. E. Baumana = Science & Education: Scientific Edition of Bauman MSTU*, (2), 99–124 (in Russian).
5. Quoilin S., Van den Broek M., Declaye S., Dewallef P., Lemort V. (2013) Techno-Economic Survey of Organic Rankine Cycle (ORC) Systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22, 168–186. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.028>
6. Klimenko A. V., Agababov V. S., Koryagin A. V., Baidakova Yu. O. (2016) Refrigeration Generation Using Expander-Generator Units. *Thermal Engineering*, 63 (5), 342–348. <https://doi.org/10.1134/S0040601516050037>.
7. Klimenko A. V., Agababov V. S., Il'ina I. P., Rozhnatovskii V. D., Burmakina A. V. (2016) Layouts of Trigenation Plants for Centralized Power Supply. *Thermal Engineering*, 63 (6), 414–421. <https://doi.org/10.1134/S0040601516060045>.
8. Klimenko A. V., Agababov V. S., Rogova A. A., Tideman P. A. (2015) Specific Features of Combined Generation of Electric Power, Heat, and Cold by Combined-Cycle Plants. *Thermal Engineering*, 62 (3), 166–170. <https://doi.org/10.1134/S0040601515030039>.
9. Ovsyannik A. V. (2018) Trigenation of Energy in Turbo-Expander Installations on Carbon Dioxide. *Sovremennye Problemy Mashinovedeniya: Materialy XII Mezhdunar. Nauch.-Tekhn. Konf., 22–23 Noyab. 2018 g.* [Modern Problems of Theoretical Engineering: Materials of the XII International Scientific Conference, 22–23 November, 2018]. Gomel, Sukhoi State Technical University of Gomel, 237–239 (in Russian).
10. Ovsyannik A. V., Valchenko N. A., Kovalchuk P. A., Arshukov A. I. (2019) Trigenation of Energy in Carbon Dioxide Turbo-Expander Plants. *Vestnik GGTU imeni P. O. Sukhogo = Bulletin of the Sukhoi State Technical University of Gomel*, (2), 41–51 (in Russian).
11. Ovsyannik A. V. (2019) Carbon Dioxide Turbine Expander Plant Producing Liquid and Gaseous Carbon Dioxide. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 62 (1), 77–87. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-1-77-87> (in Russian).
12. Ovsyannik A. V., Kovalchuk P. A., Arshukov A. I., Klyuchinski V. P. (2020) Trigenation Units on Carbon Dioxide with Two-Time Overheating with Installation of Turbo Detainer and Recovery Boiler. *Journal of Physics: Conference Series*, 1683, No 042010.
13. Shcheglyayev A. V. (1993) *Theory of Thermal Process and Turbine Design*. Moscow, Energoatomizdat Publ. 384 (in Russian).
14. Ovsyannik A. V., Kliuchinski V. P. (2020) Thermodynamic Analysis of Ozone-Safe Low Boiling Working Media for Turbo-Expander Plants. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 63 (6), 554–562. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-6-554-562> (in Russian).
15. Ovsyannik, A. V., Kliuchinski V. P. (2020) Thermodynamic Analysis and Optimization of Low-Boiling Fluid Parameters in a Turboexpander. *Journal of Physics: Conference Series*, 1683, No 042005.
16. Grigoriev V. A., Zorin V. M. (1988) *Theoretical Foundations of Heat Engineering. Heat Engineering Experiment*. 2<sup>nd</sup> Ed. Moscow, Energoatomizdat Publ. 560 (in Russian).
17. Ovsyannik A. V., Kliuchinski V. P. (2020) Development of a Computer Program for Optimizing the Parameters of a Low-Boiling Working Fluid in a Turbo-Expander Installation. *Vestnik GGTU imeni P. O. Sukhogo = Bulletin of the Sukhoi State Technical University of Gomel*, (3–4), 108–115 (in Russian).
18. Brodyanskii V. M. (1973) *Exergetic Method of Thermodynamic Analysis*. Moscow, Energiya Publ. 295 (in Russian).
19. Brodyanskii V. M. [et al.] (1988) *Exergetic Method and its Applications*. Moscow, Energoatomizdat Publ. 288 (in Russian).
20. Szargut Y., Petela R. (1968) *Exergy*. Moscow, Energiya Publ. 280 (in Russian).
21. Ovsyannik A. V., Kliuchinski V. P. (2020) Turbo-Expander Units on Low Boiling Working Fluids. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 64 (1), 65–77. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-1-65-77> (in Russian).