

<https://doi.org/10.52676/1729-7885-2021-4-51-56>

УДК 621.1

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ АЭС, РАБОТАЮЩЕЙ НА БИНАРНОМ ЦИКЛЕ

Сунгатова Т.С., Степанова О.А., Ермоленко М.В., Касымов А.Б.

НАО «Университет имени Шакарима города Семей», Семей, Казахстан

E-mail для контактов: festland2@yandex.kz

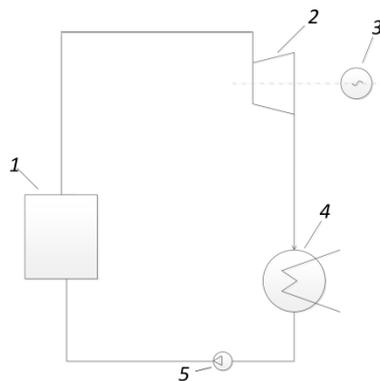
В работе рассмотрена схема повышения эффективности получения электроэнергии на АЭС, основанная на реализации бинарных циклов. Проведен энергетический и эксергетический анализ эффективности таких циклов. Получены основные показатели эффективности. На основе эксергетического анализа получены основные источники потерь на АЭС, работающих на бинарном цикле.

Ключевые слова: АЭС, бинарный цикл, фреон R600a, эксергетический анализ.

ВВЕДЕНИЕ

Атомные электростанции являются надежным и экологически чистым источником энергии. Однако, несмотря на то, что Казахстан – один из мировых лидеров по производству урана, запасы его не безграничны и быстро истощаются. При этом рентабельность нетрадиционных и возобновляемых источников все еще остается на низком уровне. Поэтому вопрос повышения эффективности преобразования ядерной энергии в электрическую является весьма актуальным.

Основным источником потерь на АЭС является выброс теплоты охлаждающей воды турбины через пруды-охладители, градирни и т.д. Потери теплоты здесь достигают 70%. Работа паротурбинных установок АЭС базируется на реализации прямого термодинамического цикла превращения теплоты, которая получена при сгорании топлива, в работу турбины, и далее в электроэнергию [1]. Вода используется в качестве рабочего тела. На рисунке 1 представлена схема паротурбинной установки (цикл Ренкина).



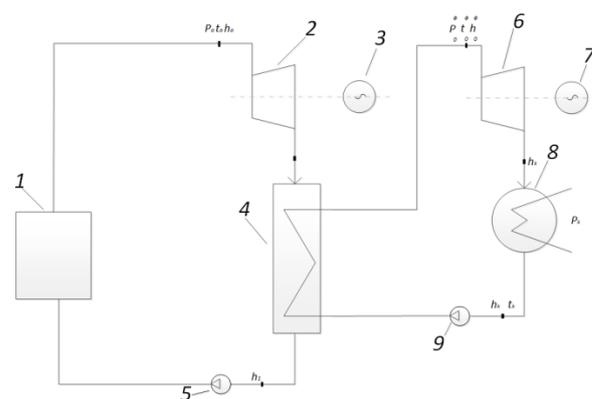
1 – парогенератор; 2 – турбина; 3 – электрогенератор;
4 – конденсатор; 5 – насос

Рисунок 1. Схема паротурбинной установки, работающей по циклу Ренкина

Работа цикла осуществляется следующим образом: образующийся в парогенераторе 1 водяной пар поступает в турбину 2, где адиабатно расширяется, приобретая кинетическую энергию, которая на рабочих лопатках трансформируется в работу турбинного

вала. Вал в свою очередь соединен с электрическим генератором 3, где происходит преобразование механической работы вала в электроэнергию. На выходе из турбины влажный пар направляется в конденсатор 4. В конденсаторе влажный пар полностью конденсируется при постоянном давлении, отдавая тепло охлаждающей воде. Образовавшаяся вода насосом 5 нагнетается обратно в парогенератор АЭС. В котле вода при постоянном давлении нагревается теплоносителем первого контура до температуры кипения и затем испаряется. На этом цикл замыкается, а пар вновь поступает в турбину, чтобы повторить цикл.

На традиционных тепловых электростанциях вопрос повышения эффективности решается путем когенерации. Но для АЭС данный путь неприменим, поскольку теплоснабжение от атомной энергии не получило широкого развития из-за вопросов безопасности. Единственным вариантом остается использование низкопотенциальной теплоты внутри самого цикла выработки электроэнергии. Один из таких путей – это реализация бинарного цикла на АЭС с водородным энергетическим реактором [2], схема которого представлена на рисунке 2.



1 – парогенератор; 2 – паровая турбина; 3 – электрогенератор;
4 – теплообменник; 5 – насос; 6 – фреоновая турбина;
7 – электрогенератор; 8 – конденсатор;
9 – конденсатный насос

Рисунок 2. Двухконтурная паротурбинная установка с низкопотенциальным рабочим телом

Образующийся в парогенераторе 1 пар поступает в паровую турбину 2. Там он совершает работу, которая передается электрогенератору 3. Отработавший пар конденсируется в теплообменнике 4, отдавая теплоту, и насосом 5 конденсат обратно подается в парогенератор 1. На этом замыкается высокотемпературный водяной контур. Фреон в свою очередь испаряется, получая тепло в теплообменнике 4, а затем направляется в фреоновую турбину 6. В ней он расширяется, приводя в движение вал турбины и электрогенератора 7. Механическая энергия вращения вала преобразуется в электроэнергию. По выходе из турбины пар фреона конденсируется в конденсаторе 8. После конденсатора жидкий фреон конденсатным насосом 9 заново подается в теплообменник 4. Таким образом, завершается фреоновый контур [3].

Изучение эффективности бинарного цикла АЭС, использующего в качестве рабочего тела паровую турбину, а в качестве низкотемпературного рабочего тела холодильный агент, является одним из актуальных вопросов в современной атомной энергетике.

Методы

В исследуемом цикле в качестве рабочего тела рассматривается фреон R600a. R600a – это природный газ изобутан, вещество без запаха и цвета, который является полностью безопасным для озонового слоя атмосферы и не способствует развитию парникового эффекта. Физические свойства R600a представлены в таблице 1 [4].

Таблица 1. Физические свойства R600a

Параметр	Единица измерения	Значение
Температура кипения (при 1 атм.)	°С	-11,80
Плотность вещества (при 25 °С)	кг/см³	0,55
Давление испарения (при -25 °С)	МПа	0,498
Критическая температура	°С	135
Критическое давление	МПа	3,65
Критическая плотность	кг/см³	0,221
Скрытая теплота испарения	кДж/кг	366,5
Пределы взрывоопасности	объем смеси с воздухом	1,8–8,5
Эффективность по охлаждению	Дж/г	150,7
Объем насыщенной жидкости	л/кг	0,844

Экологические характеристики и пожароопасность R600a следующие [5]:

- потенциал разрушения озона ODP = 0;
- потенциал глобального потепления GWP = 0,001;
- класс опасности 3.

Существуют различные способы оценки эффективности циклов. Энергетический метод основан на анализе энергетического баланса, что позволяет оценивать только часть потерь, связанных с необратимостью процессов передачи и преобразования энергии. Потери, связанные с изменением качества энергии (с

ростом энтропии) в адиабатном процессе, не влияют на энергетический баланс.

Эксергетический баланс, на основании которого устанавливается масштаб использования сырьевых и энергетических ресурсов, показывает возможные пути повышения коэффициента полезного действия процесса [6]. Эксергетический подход дает возможность выявить связи термодинамических характеристик технических объектов с технико-экономическими, а в последнее время – и с экологическими. Основанные на этих связях методики позволяют решать задачи технико-экономической оптимизации производства [7].

Энергетический и эксергетический анализ могут выполняться параллельно, для одних и тех же производственных единиц, и на основе одних и тех же данных. Эксергетический анализ, несмотря на то, что он более сложен и реже применяется, является более качественным, поскольку он позволяет выявить больше возможностей для энергосбережения.

Степень совершенства преобразования теплоты в механическую работу в термодинамическом цикле паротурбинной установки оценивается термическим (тепловым, или термодинамическим) коэффициентом полезного действия η_t [8].

Термический КПД паротурбинной установки $\eta_t^{ПТУ}$:

$$\eta_t^{ПТУ} = \frac{l^B}{q_1^B}$$

где l^B – полезная работа, произведенная в водяном контуре, кДж/кг; q_1^B – количество теплоты, подведенное к водяной части цикла, кДж/кг.

Без учета работы насоса, полезная работа водяного контура l^B (кДж/кг), и количество теплоты, подведенное к водяной части цикла q_1^B (кДж/кг), определяются соответственно:

$$l^B = h_o - h_1,$$

$$q_1^B = h_o - h_1',$$

где h_o – энтальпия пара на входе в паровую турбину, кДж/кг; h_1 – энтальпия на выходе из турбины действительного процесса, кДж/кг; h_1' – энтальпия конденсата воды на выходе из теплообменника, кДж/кг.

Следовательно, термический КПД паротурбинной установки $\eta_t^{ПТУ}$:

$$\eta_t^{ПТУ} = \frac{h_o - h_1}{h_o - h_1'}$$

С учетом относительного внутреннего КПД η_{oi} , энтальпия пара h_1 (кДж/кг) на выходе из турбины действительного процесса:

$$h_1 = h_o - (h_o - h_{1t})\eta_{oi}.$$

Для бинарного цикла (рисунок 2) термический КПД $\eta_t^{бин}$:

$$\eta_t^{бин} = \frac{ml^B + l^Ф}{mq_1^B + q_1^Ф},$$

где m – кратность циркуляции; l^Φ – значение полезной работы, произведенной в фреоновом контуре, кДж/кг; q_1^Φ – количество теплоты, подведенное к фреоновой части цикла, кДж/кг.

Кратность циркуляции m :

$$m = \frac{h_0^\Phi - h'_k}{h_1 - h'_1},$$

полезная работа для фреонового контура, l^Φ (кДж/кг):

$$l^\Phi = h_0^\Phi - h_k,$$

где h_0^Φ , h_k , h'_k – энтальпии в характерных точках фреонового контура, кДж/кг.

Мера эксергии – это максимальная полезная работа, которую можно получить при обратимом изменении состояния системы от заданного (при параметрах давление p и температура T) до состояния равновесия с окружающей средой (при параметрах давление p_{cp} и температура T_{cp}). Поэтому эксергия в отличие от энергии является функцией не только параметров системы, но и параметров окружающей среды [9].

Эксергия вещества в потоке e (кДж/кг):

$$e = (h - h_{cp}) - T_{cp}(s - s_{cp}).$$

Если процесс внутри аппарата необратим, то внутри аппарата имеются потери эксергии потока d (кДж/кг):

$$d = (e_1 - e_2) - l_{\text{полезн}},$$

где e_1 – эксергия рабочего тела на входе, кДж/кг; e_2 – эксергия рабочего тела на выходе, кДж/кг.

Максимальная работа в системе, состоящей из источника с температурой $T_{г.и}$ и окружающей среды с постоянной температурой T_{cp} , когда температура источника не изменяется при отводе теплоты, может быть получена при осуществлении за счет этой теплоты обратимого цикла Карно. В этом случае эксергия теплоты e_q^K :

$$e_q^K = \eta_t^K = q(1 - \frac{T_{cp}}{T_{г.и}}),$$

где η_t^K – термический КПД цикла Карно; T_{cp} – температура окружающей среды, К; $T_{г.и}$ – температура горячего источника, К.

Потеря эксергии потоков рабочего тела и теплоты для теплообменного аппарата d (кДж/кг):

$$d = (e_{вх} + e_{qвх}) - e_{вых},$$

где $e_{вх}$ – сумма эксергий потока рабочего тела и потока теплоты на входе, кДж/кг; $e_{qвх}$ – эксергия потока теплоты на входе, кДж/кг.

Эксергетический КПД $\eta_{экс}$:

$$\eta_{экс} = \frac{l_{\text{полезн}}}{e_{вх} - e_{вых}},$$

где $e_{вых}$ – сумма эксергий потока рабочего тела и потока теплоты на выходе, кДж/кг.

Эксергетический КПД для тепловых аппаратов, не производящих полезной работы $\eta_{экс1}$

$$\eta_{экс1} = \frac{e_{вых}}{e_{вх}}.$$

Найденные значения потерь эксергии показывают, в каких элементах установки необратимые процессы являются основными в общих потерях эксергии $d_{уст}$, а, следовательно, устанавливают, какие именно процессы в этих элементах установки требуют совершенствования в первую очередь.

Параметры воды, водяного пара, фреона определялись с использованием имеющихся справочных данных [10].

При расчете паротурбинной установки приняты параметры:

- давление пара $P_0 = 6$ МПа;
- температура насыщенного пара $t_0 = 274$ °C;
- давление пара на выходе из турбины $P_1 = 0,05$ МПа;
- относительный внутренний КПД $\eta_{oi} = 0,855$.

При расчете бинарного цикла для фреона приняты параметры:

- давление фреона перед входом в турбину $P_0^\Phi = 1,7$ МПа;
- температура фреона перед входом в турбину $t_0^\Phi = 70$ °C;
- давление на выходе из турбины $P_k = 0,4$ МПа;
- относительный внутренний КПД фреоновой турбины $\eta_{oi}^\Phi = 0,801$.

РЕЗУЛЬТАТЫ

По заданным в предыдущем разделе значениям определены необходимые значения энтальпий и энтропий для паротурбинного и фреонового циклов (таблицы 2 и 3).

По результатам расчетов термический КПД паротурбинного цикла равен 27,5%, а бинарного цикла – 35,6%.

Таблица 2. Значения параметров паротурбинного цикла

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Значение
Энтальпия на выходе из теплообменника (конденсатора)	h'_1	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	105
Энтальпия пара перед турбиной	$h_0 = f(P_0; t_0)$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	3399,37
Энтропия пара перед турбиной	$s_0 = f(P_0; t_0)$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	6,7264
Энтальпия на выходе из турбины теоретического процесса	$h_{1t} = f(P_1; s_0)$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2338,04
Энтальпия на выходе из турбины действительного процесса	$h_1 = h_0 - (h_0 - h_{1t})\eta_{oi}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2491,93

Таблица 3. Значения параметров фреонового цикла (R600a)

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Значение
Энтальпия пара фреона на входе в турбину	h_0^ϕ	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	439,31
Энтропия пара фреона на входе в турбину	s_0^ϕ	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	1,7393
Энтальпия на выходе из фреоновой турбины теоретического процесса	$h_{kt} = f(P_k; s_0^\phi)$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	407,81
Энтальпия на выходе из фреоновой турбины действительного процесса	$h_k = h_0^\phi - (h_0^\phi - h_{kt})\eta_{oi}^\phi$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	414,08
Энтальпию конденсата фреона (на выходе из конденсатора)	$h'_k = f(P_k)$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	212,11
Кратность циркуляции	m		0,095

При проведении эксергетического анализа принимались следующие параметры: температура окружающей среды $T_{cp} = 285 \text{ K}$; давление среды $P_{cp} = 0,098 \text{ МПа}$; температура горячего источника в теплообменнике (равна температуре отработавшего пара на выходе из паровой турбины) $t_{г.и.} = t_1 = f(P_1, h_1) = 81,32 \text{ }^\circ\text{C} = 354,47 \text{ K}$. Параметры фреона R600a при давлении и температуре окружающей среды представлены в таблице 4.

Таблица 4. Значения параметров фреона R600a при параметрах окружающей среды

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Значение
Энтальпия при параметрах окружающей среды	h_{cp}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	216,12
Энтропия при параметрах окружающей среды	s_{cp}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	1,0574
Энтропия конденсата	$s'_k = f(P_k; h'_k)$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	1,0433

Для теплообменного аппарата значения потоков теплоты и эксергии показаны в таблице 5.

Таблица 5. Значения потоков теплоты и эксергии для теплообменника

Величина	Обозначение	Единица измерения	Значение
Поток теплоты, передаваемый в теплообменнике фреону	q_1^ϕ	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	227,2
Эксергия фреона на входе в теплообменник	$e_{вх}^{т.о.}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	-8,03
Эксергия потока теплоты, который вводится от горячего источника в теплообменник	$e_{q_{вх}}^{т.о.}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	44,53
Эксергия пара фреона, который выходит из теплообменника	$e_{вых}^{т.о.}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	28,85
Потеря эксергии в теплообменнике	$d^{т.о.}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	7,65

Расчеты для фреоновой турбины представлены в таблице 6.

Таблица 6. Значения эксергии для фреоновой турбины

Величина	Обозначение	Единица измерения	Значение
Эксергия пара фреона, подаваемого в турбину (равна эксергии пара фреона, который выходит из теплообменника)	$e_{вх}^{ф.т.} = e_{вых}^{т.о.}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	28,85
Эксергия пара фреона на выходе из турбины	$e_{вых}^{ф.т.}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	-2,14
Потеря эксергии во фреоновой турбине	$d^{ф.т.}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	5,76

Расчеты для конденсатора показаны в таблице 7.

Таблица 7. Значения эксергии для конденсатора

Величина	Обозначение	Единица измерения	Значение
Эксергия пара фреона, поступающего в конденсатор из турбины (равна эксергии пара фреона на выходе из турбины)	$e_{вх}^{конд} = e_{вых}^{ф.т.}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	-2,14
Эксергия конденсата, выходящего из конденсатора (равна эксергии фреона на входе в теплообменник)	$e_{вых}^{конд} = e_{вх}^{т.о.}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	-8,03
Потеря эксергии пара в конденсаторе	$d^{конд}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	5,89

На рисунке 3 показаны значения потерь эксергии и доля потерь эксергии для фреонового контура.



Рисунок 3. Потери эксергии и доля потерь эксергии для фреонового контура

Эксергетический КПД теплообменника и фреоновой турбины оказались равными 79% и 81,4% соответственно. Анализ результатов показывает, что наибольшие потери эксергии во фреоновом контуре наблюдаются в теплообменнике (39,7%), что вызвано необратимыми процессами в теплообменном аппарате, а также тепловыми потерями, как в аппарате, так и в паропроводе. Также теплообменник характеризуется и низким эксергетическим КПД (79%). Потери эксергии в паропроводе относительно малы, их снижение возможно с улучшением теплоизоляции паропровода и повышением его гидродинамических характеристик. Потери в насосе пренебрежимо малы.

Потери эксергии в турбине составляют 29,8%, они вызваны необратимостью расширения пара в турбине и механическими потерями. Эти потери можно уменьшить путем улучшения конструкции проточной части и механических элементов турбины.

Потери эксергии в конденсаторе (30,5%) вызваны необратимыми процессами. Уменьшение потерь в конденсаторе может быть получено в результате уменьшения разности температур конденсирующегося пара и охлаждающей воды путем дальнейшего снижения давления в конденсаторе. Но в этом случае надо иметь в виду, что это приведет к увеличению поверхности теплообмена, а, следовательно, и к увеличению капитальных затрат.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных исследований были получены результаты:

- проведен энергетический анализ паротурбинного цикла на водяном паре, термический КПД составил 27,5%;

- проведен энергетический анализ бинарного цикла (с фреоном R600a), термический КПД данного цикла составил 35,6%;

- проведен эксергетический анализ бинарного цикла, установлено, что наибольшие потери эксергии у теплообменника 7,65 кДж/кг (39,7% от общих потерь), потери фреоновой турбины составляют 5,76 кДж/кг (29,8% от общих потерь), потери в конденсаторе составляют 5,89 кДж/кг (30,5% от общих потерь).

Исходя из полученных данных видно, что широкое применение бинарных циклов на АЭС является перспективным. Даже с учетом увеличения капитальных затрат, высокий термический КПД такого цикла позволит увеличить коэффициент использования теплоты ядерного топлива. Результаты эксергетического анализа позволят определить основные источники потерь на АЭС такого типа и увеличить КПД нетто АЭС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Костюк А. Г. и др. Турбины тепловых и атомных электрических станций // Издание второе, переработанное и дополненное. М.: МЭИ. – 2001.
2. Velez F., Segovia J.J., Martin M.C., Antolin G., Chejne F., Quijano A. A. Technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2012. – Vol. 16, No. 6. – P. 4175–4189.
3. Quoilin S., Van Den Broeck M., Declaye S., Dewallefa P., Lemorta V. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2013. – Vol. 22. – P. 168–186.
4. Груздев В. А. Теплофизические свойства фреонов и водно-солевых растворов, используемых в качестве экологически безопасных рабочих веществ. – Российский фонд фундаментальных исследований, 1998. – №. 96-02-19072.

5. Цветков О.Б., Лаптев Ю.А. Таблицы свойств холодильных агентов: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2013. – 52 с.
6. Скулкин С.В. Оперативное диагностирование теплового энергетического оборудования ТЭС на основе эксергетического анализа: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14. – СПб., 2012. – 18 с.
7. Медведева Г.А., Лабуткин А.Г., Ибрагимов Л.У., Мухаметзянова А.К. Эксергия – путь энергосбережения // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 8, № 4 (2016)
8. В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. Техническая термодинамика // М.: Изд-во МЭИ, 2008 г.
9. Экономическая эффективность утилизации низкочастотных вторичных энергетических ресурсов посредством установки турбины на низкотемпературном рабочем теле / А.Л. Шубенко, Н.Ю. Бабак, М.И. Роговой и др. // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2010. – № 6. – С. 18–26.
10. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. М.: Издательство МЭИ, 2003. – 169 с.

REFERENCES

1. Kostyuk A. G. i dr. Turbiny teplovykh i atomnykh elektricheskikh stantsiy // *Izdanie vtoroe, pererabotannoe i dopolnennoe*. Moscow: MEI. – 2001.
2. Velez F., Segovia J.J., Martin M.C., Antolin G., Chejne F., Quijano A. A. Technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2012. – Vol. 16, No. 6. – P. 4175–4189.
3. Quoilin S., Van Den Broeck M., Declaye S., Dewallefa P., Lemorta V. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2013. – Vol. 22. – P. 168–186.
4. Gruzdev V. A. Teplofizicheskie svoystva freonov i vodno-solevykh rastvorov, ispol'zuemykh v kachestve ekologicheskii bezopasnykh rabochikh veshchestv. – Rossiyskiy fond fundamental'nykh issledovaniy, 1998. – No. 96-02-19072.
5. Tsvetkov O.B., Laptev Yu.A. Tablitsy svoystv kholodil'nykh agentov: Ucheb.-metod. posobie. – SPb.: NIU ITMO; IKhiBT, 2013. – 52 p.
6. Skulkin S.V. Operativnoe diagnostirovanie teplovogo energeticheskogo oborudovaniya TES na osnove ekserticheskogo analiza: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.14.14. – SPb., 2012. – 18 p.
7. Medvedeva G.A., Labutkin A.G., Ibragimova L.U., Mukhametzyanova A.K. Ekserziya – put' energosberezheniya // *Internet-zhurnal "NAUKOVEDENIE"* Vol. 8, No. 4 (2016).
8. V.A. Kirilillin, V.V. Sychev, A.E. Sheyndlin. Tekhnicheskaya termodinamika // Moscow: Izdatel'stvo MEI, 2008.
9. Ekonomicheskaya effektivnost' utilizatsii nizkopotentsial'nykh vtorichnykh energeticheskikh resursov posredstvom ustanovki turbiny na nizkookipyashchem rabochem tele / A.L. Shubenko, N.Yu. Babak, M.I. Rogovoy i dr. // *Energosberezhenie. Energetika. Energoaudit*. – 2010. – No. 6. – P. 18–26.
10. Aleksandrov A.A., Grigor'ev B.A. Tablitsy teplofizicheskikh svoystv vody i vodyanogo para. Moscow: Izdatel'stvo MEI, 2003. – 169 p.

**БИНАРЛЫҚ ЦИКЛ БОЙЫНША ЖҰМЫС ІСТЕЙТІН АЭС-НІҢ ТИІМДІЛІГІНІҢ
ЭКСЕРГИЯЛЫҚ ТАЛДАУЫ**

Т.С. Сұңғатова, О.А. Степанова, М.В. Ермоленко, А.Б. Касымов

«Семей қаласының Шәкәрім атындағы университеті» КеАҚ, Семей, Қазақстан

Жұмыста бинарлық циклдарды жүзеге асыру негізінде атом электр станцияларында электр энергиясын өндірудің тиімділігін арттыру сұлбасы қарастырылған. Мұндай циклдардың тиімділігінің энергиялық және эксергиялық талдауы жүргізілді. Негізгі тиімділік көрсеткіштері алынады. Эксергиялық талдау негізінде екілік цикл бойынша жұмыс істейтін атом электр станцияларындағы негізгі шығындар көздері алынды.

Түйін сөздер: АЭС, бинарлық цикл, R600a фреоны, эксергиялық талдау.

EXERGETIC ANALYSIS OF THE EFFICIENCY OF NPP OPERATING ON BINARY CYCLE

T.S. Sungatova, O.A. Stepanova, M.V. Yermolenko, A.B. Kassymov

“Shakarim University of Semey” NP JSC, Semey, Kazakhstan

The paper considers a scheme for increasing the efficiency of generating electricity at nuclear power plants based on the implementation of binary cycles. The energy and exergy analysis of the effectiveness of such cycles has been carried out. The main performance indicators are obtained. On the basis of exergy analysis the main sources of losses at nuclear power plants operating on a binary cycle have been obtained.

Keywords: NPP, binary cycle, R600a freon, exergy analysis.