

Литература

1. Клименко А. В., Агабабов В. С., Борисова П. Н. Возможность применения холода и дополнительной электроэнергии на тепловой электростанции // Теплоэнергетика. 2017. № 6. С. 30–37.
 2. Преимущества CO₂ в холодильной технике / По материалам JARN // Холодильная техника. 2016. № 3. С. 25.
 3. Бродянский, В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа. М.: Энергия, 1973. – 295 с.
 4. Агабабов В. С. О применении детандер-генераторных агрегатов в газовой промышленности // Энергосбережение и энергосберегающие технологии в энергетике газовой промышленности: сб. материалов НТС ОАО «Газпром». М., 2001. Т. 2. С. 50–53.
 5. Агабабов В. С. Бестопливные установки для производства электроэнергии, теплоты и холода на базе детандер-генераторных агрегатов // Новости теплоснабжения. 2009. № 1. С. 48–50.
 6. Кудинов А. А., Хусаинов К. Р. Двукратный промежуточный перегрев водяного пара в зоне высоких температур и в хвостовой части трехконтурного котла утилизатора // Промышленная энергетика. 2018. № 2. С. 21–28.
-

УДК 658.261:621.56

ТУРБОДЕТАНДЕРНЫЕ УСТАНОВКИ НА НИЗКОКИПЯЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛАХ

А. В. Овсянник, В. П. Ключинский

*Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого, г. Гомель,
Республика Беларусь*

Согласно закону «Об энергосбережении» одной из приоритетных задач Республики Беларусь является эффективное и рациональное использование топливно-энергетических ресурсов. Повышение термодинамической эффективности генерации энергии различных видов необходимо рассматривать как один из возможных путей решения этой задачи [1].

Для утилизации тепловых вторичных энергетических ресурсов, которые в больших количествах присутствуют на промышленных предприятиях можно использовать тригенерационные турбодетандерные установки на низкокипящих рабочих телах [2]. Одним из основных циклов данной установки является турбодетандерный (ТД) цикл. В качестве рабочего тела в данном цикле используются низкокипящие рабочие тела.

В зависимости от наклона линии насыщенного пара на Т-s диаграмме низкокипящие рабочие тела (НКРТ) можно разделить на «сухие», «влажные» и «изоэнтропные» рис. 1 [3].

Большие исследования в области повышения эффективности циклов проводились для паровых турбин, где в качестве рабочего тела используется водяной пар. Основными путями повышения эффективности паровых циклов являются: повышение параметров пара перед турбиной и использование промежуточного перегрева с целью предотвращения недопустимой конечной влажности пара [4].

Известно, что Т-s диаграмма воды имеет линию насыщения, схожую с «влажными» низкокипящими рабочими телами. Однако большое количество низкокипящих рабочих тел имеют «сухую» либо «изоэнтропную» линию насыщенного пара на Т-s диаграмме. Таким

образом, возникает необходимость исследовать возможность повышения эффективности турбодетандерного цикла на низкокипящих рабочих телах при помощи методов, применяемых для паровых турбин.

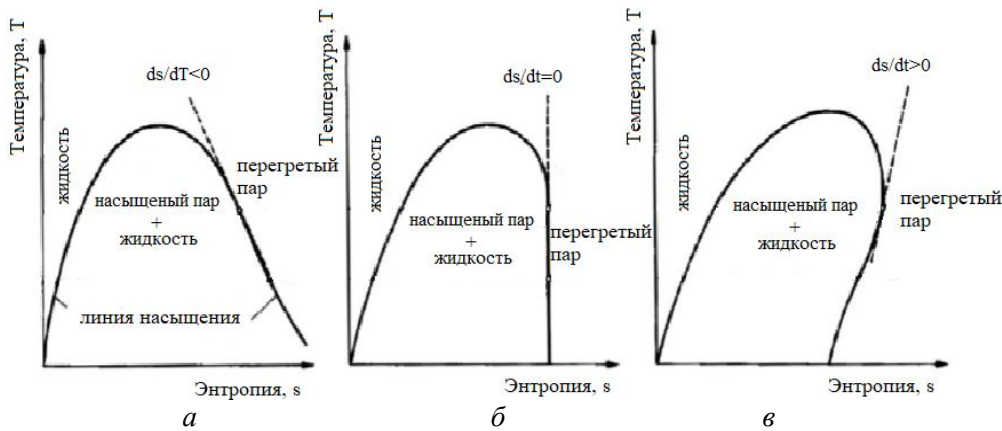


Рис. 1. T-s диаграммы веществ: а – «влажного», б – «изоэнтропного», с – «сухого»

Для исследования приняты четыре схемы (рис. 2): а) турбодетандерный цикл без перегрева низкокипящего рабочего тела; б) турбодетандерный цикл с однократным перегревом низкокипящего рабочего тела; в) турбодетандерный цикл с двукратным перегревом низкокипящего рабочего тела; г) турбодетандерный цикл с двукратным перегревом на сверхкритических параметрах низкокипящего рабочего тела.

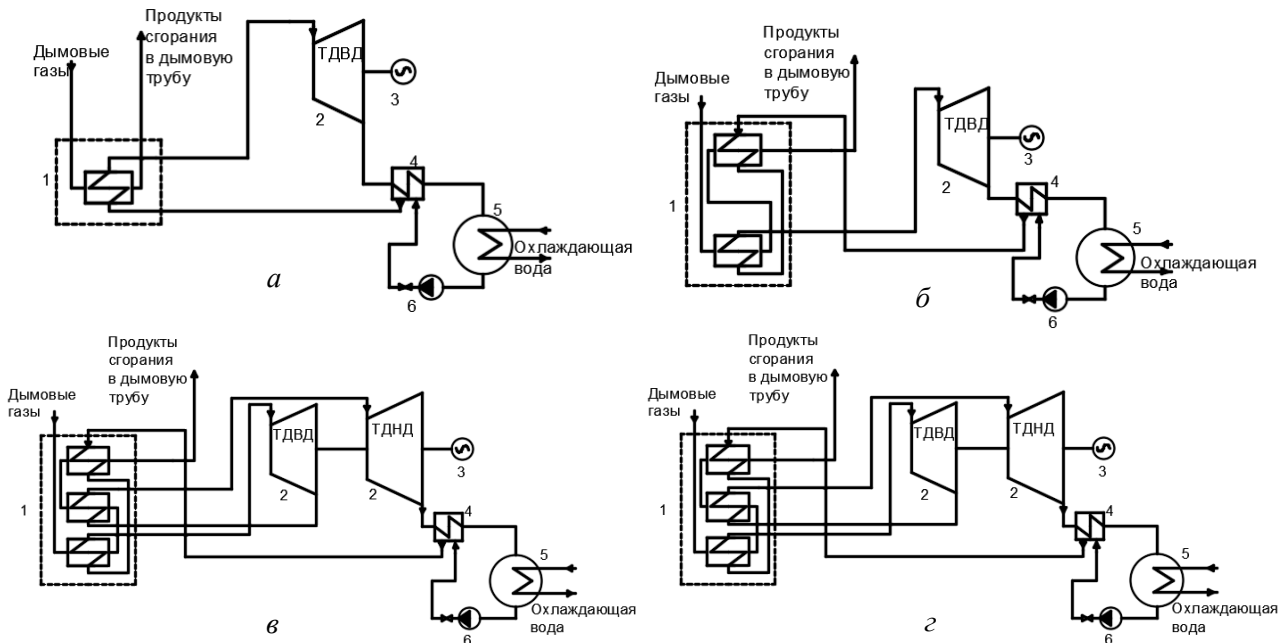


Рис. 2. Исследуемые схемы турбодетандерного цикла: 1 – котел утилизатор (КУ); 2 – турбодетандер высокого (ТВД) и низкого (ТНД) давления; 3 – генератор; 4 – теплообменник; 5 – конденсатор; 6 – насос

В качестве низкокипящего рабочего тела был принят фреон R123, имеющий «сухую» характеристику линии насыщения. Исходные данные, принятые в расчетах, представлены в таблице.

Эффективность исследуемых схем оценивалась по эксергетическому КПД. Результаты расчетов представлены в виде диаграмм Грассмана–Шаргута на рис. 3–6.

Исходные данные

| Показатель | ТД цикл без перегрева НКРТ | ТД цикл с однократным перегревом НКРТ | ТД цикл с двукратным перегревом НКРТ | ТД цикл с двукратным перегревом на сверхкритических параметрах НКРТ |
|---|----------------------------|---------------------------------------|--------------------------------------|---|
| Температура дымовых газов на входе в КУ, °С | 300 | 300 | 300 | 300 |
| Давление НКРТ перед ТДВД, МПа | 2 | 2 | 2 | 4,2 |
| Температура НКРТ перед ТДВД, МПа | 147,25 | 200 | 200 | 200 |
| Давление НКРТ перед ТДНД, МПа | - | - | 0,42 | 0,86 |
| Температура НКРТ перед ТДНД, °С | - | - | 200 | 200 |
| Температура НКРТ в конденсаторе, °С | 25 | 25 | 25 | 25 |

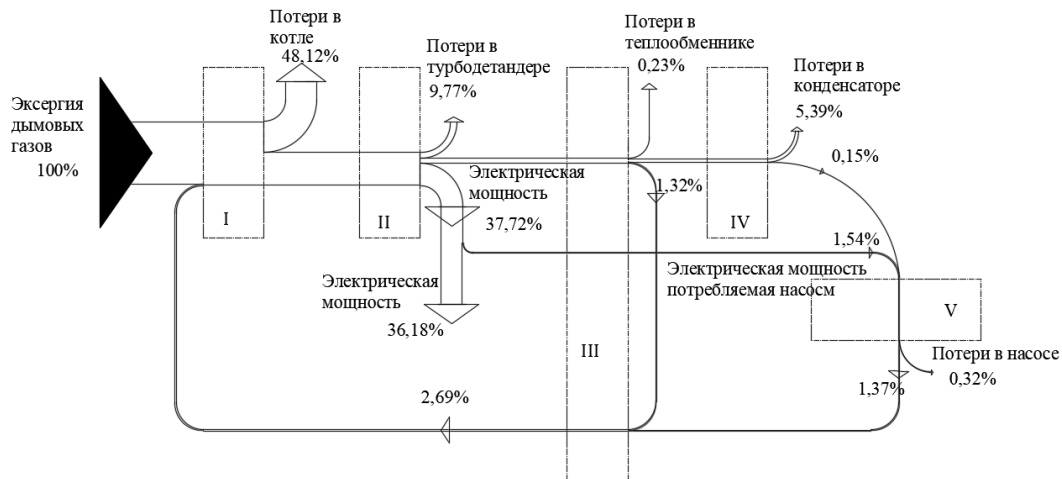


Рис. 3 Диаграммы Грассмана для турбодетандерного цикла без перегрева низкокипящего рабочего тела: I – котел утилизатор; II – турбодетандер; III – теплообменник; IV – конденсатор; V – насос

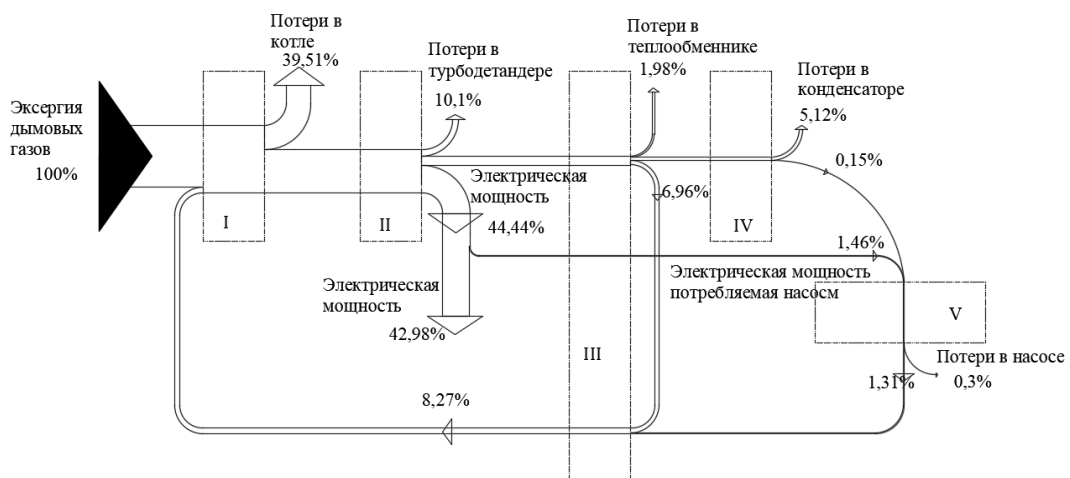


Рис. 4. Диаграммы Грассмана для турбодетандерного цикла с однократным перегревом низкокипящего рабочего тела: I – котел утилизатор; II – турбодетандер; III – теплообменник; IV – конденсатор; V – насос

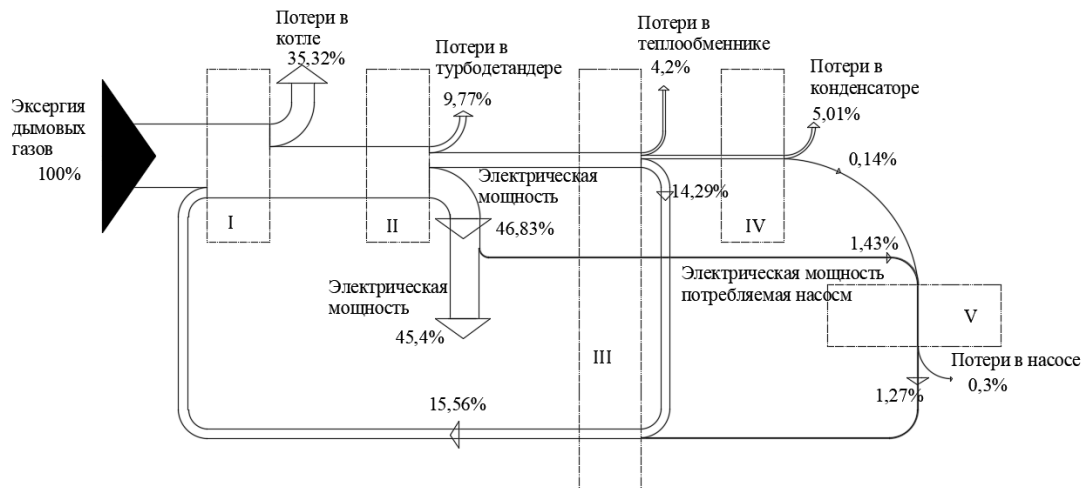


Рис. 5. Диаграммы Грассмана для турбодетандерного цикла с двукратным перегревом низкокипящего рабочего тела: I – котел утилизатор; II – турбодетандер; III – теплообменник; IV – конденсатор; V – насос

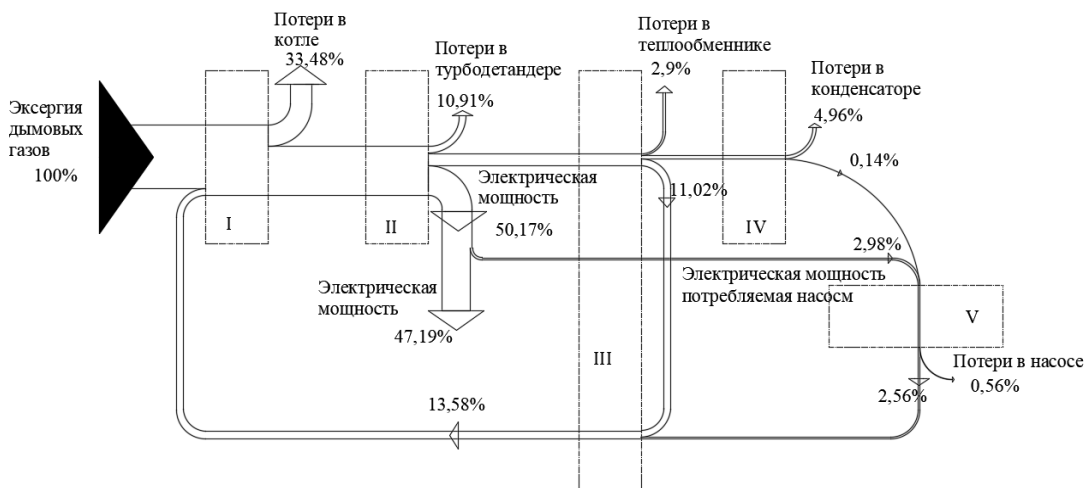


Рис. 6. Диаграммы Грассмана для турбодетандерного цикла с двукратным перегревом на сверхкритических параметрах низкокипящего рабочего тела: I – котел утилизатор; II – турбодетандер; III – теплообменник; IV – конденсатор; V – насос

Как видно из диаграмм (рис. 3–5), однократный перегрев рабочего тела и вторичный перегрев низкокипящего рабочего тела в конечном итоге приводят к увеличению эксергетического КПД (с 36,18 до 42,98%) и (с 42,98 до 45,4%) соответственно. Это связано, в первую очередь, со снижением потери эксергии в котле утилизаторе I и увеличением эксергии, превращаемой в электрическую энергию в турбодетандере II. Так же можно обратить внимание, что увеличение параметров рабочего тела приводит и к увеличению регенерации эксергии в теплообменнике III.

Повышение давления перед турбодетандером (работа на сверхкритических параметрах низкокипящего рабочего тела) дает также положительный эффект в эксергетическом КПД турбодетандерного цикла (рис. 6). Несмотря на некоторое увеличение эксергии, затрачиваемой на привод насоса V, основные факторы, приводящие к увеличению эксергетического КПД (с 45,4 до 47,19%), аналогичны предыдущим. Повышение давления перед турбодетандером, в отличие от случаев, рассмотренных выше, приводит к снижению количества эксергии, передаваемой конденсату низкокипящего рабочего тела в теплообменнике III.

Таким образом, повышение параметров низкокипящего рабочего тела, а также использование промежуточного перегрева приводят к повышению эффективности турбодетандер-

ного цикла. Основными факторами, приводящими в конечном итоге к повышению эффективности исследуемых схем, являются снижение потери эксергии в котле утилизаторе и увеличение эксергии, превращаемой в электрическую энергию в турбодетандере.

Литература

1. Клименко А. В., Агабабов В. С, Ильина И. П. и др. Схемы тригенерационных установок для централизованного энергоснабжения // Теплоэнергетика. 2016. № 6. С. 36–43.
 2. Овсянник А. В. Тригенерация энергии в турбодетандерных установках на диоксиде углерода // Современные проблемы машиноведения (22–23 ноября 2018 г.): матер. XII междунар. науч.-техн. конф. / Под общ. ред. А. А. Бойко. Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2018. С. 237–239.
 3. 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.
 4. Трухний А. Д. Стационарные паровые турбины. М.: Энергоатомиздат, 1990. – 640 с.
-

УДК 62-714

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ УТИЛИЗАТОРА ТЕПЛОТЫ С ТЕПЛОВЫМИ ТРУБАМИ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

А. В. Петров¹, А. С. Ионов¹, И. В. Романов¹, Ю. В. Килиба¹, А. В. Тимофеев^{1,2}

¹АО «ОКБ-Планета», г. Великий Новгород, Россия

²Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет,
г. Санкт-Петербург, Россия

В связи со сравнительно высокими затратами тепловой энергии на подогрев приточного вентиляционного воздуха вопрос утилизации имеет весьма существенное значение. Для повышения степени регенерации теплоты в утилизационных системах требуется высокоэффективное теплообменное оборудование, к которому в частности относятся теплообменники на тепловых трубках и термосифонах, поскольку они обладают возможностью придания теплообменной аппаратуре заданных размеров; не имеют подвижных частей; имеют достаточную толщину стенки, что дает им возможность гарантированно разделить потоки теплоносителей и предотвратить загрязнение чистого воздуха, микроорганизмами или запахами, имеющимися в отработанном воздухе; не требуют дополнительных затрат на перекачку промежуточного теплоносителя; бесшумны и обладают свойством обратимости [1].

Теплообменники с тепловыми трубами находят широкое применение в системах вентиляции и кондиционирования воздуха гражданских и промышленных зданий, а также применяются для создания нормальных условий работы радиоэлектронной аппаратуры и защиты их от внешних неблагоприятно воздействующих факторов.

Высокая эффективность теплообменных аппаратов с тепловыми трубами различных конструкций, предназначенных для передачи теплоты от воздуха к теплообменным поверхностям и наоборот, может быть достигнута путем рационального использования удельных