

А. В. Овсянник, В. П. Ключинский

**ПОЛИГЕНЕРАЦИОННЫЕ
ТУРБОУСТАНОВКИ НА ОСНОВЕ
НИЗКОКИПЯЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛ**

**Гомель
ГГТУ им. П. О. Сухого
2025**

УДК 658.261:621.56

Овсянник, А. В. Полигенерационные турбоустановки на основе низкокипящих рабочих тел / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2025. – 213 с. : ил. – ISBN 978-985-535-628-9.

Предложены принципиальные схемы полигенерационных установок, использующих низкокипящие рабочие тела, что обеспечивает повышение эффективности и расширяет сферу применения полигенерационных технологий. Создана комплексная математическая модель полигенерационных турбоустановок с соответствующим алгоритмом реализации. На ее основе разработано специализированное программное обеспечение, обладающее функционалом для проведения эксергетического анализа и термодинамической оптимизации полигенерационных систем. Выявлены взаимосвязи между критическими параметрами рабочих тел (давлением, удельной теплотой конденсации) и энергетической эффективностью турбоустановок при оптимизированных термодинамических режимах. Предложена методика оценки экономической эффективности полигенерационных турбоустановок, применение которой позволило получить комплексные технико-экономические характеристики исследуемых схем.

Рецензенты: зав. каф. «Тепловые электрические станции» Белорусского национального технического университета д-р техн. наук,
проф. *Н. Б. Карницкий*;
проф. каф. «Электротехника» Белорусского государственного университета транспорта канд. техн. наук, доц. *В. М. Овчинников*

*Рекомендовано к изданию Советом ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 3 от 20.11.2024 г.)*

ISBN 978-985-535-628-9

© Овсянник А. В., Ключинский В. П., 2025
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2025

Оглавление

Перечень условных обозначений.....	4
Введение	5
Глава 1. Турбоустановки на основе низкокипящих рабочих тел....	7
1.1. Турбоустановки на водяном паре	7
1.2. Турбоустановки на низкокипящих рабочих телах	12
1.3. Низкокипящие рабочие тела для турбоустановок.....	16
1.4. Параметры, влияющие на термодинамическую эффективность турбоустановок	26
1.5. Влияние начальных параметров низкокипящего рабочего тела на термодинамическую эффективность турбоустановок.....	31
1.6. Влияние параметров промежуточного перегрева низкокипящего рабочего тела на термодинамическую эффективность турбоустановок	41
1.7. Эффективность турбоустановок со сверхкритическими параметрами озонобезопасных низкокипящих рабочих тел.....	46
1.8. Эффективность турбоустановок с промежуточным перегревом низкокипящих рабочих тел	55
Глава 2. Тригенерация и полигенерация	60
2.1. Тригенерационные турбоустановки	60
2.2. Полигенерационные турбоустановки.....	79
Глава 3. Техничко-экономический анализ полигенерации.....	91
3.1. Эксергетический анализ схем полигенерации.....	91
3.1.1. Моделирование полигенерационных установок.....	91
3.1.2. Эксергетический анализ установки для производства углекислоты	125
3.1.3. Эксергетический анализ полигенерационных турбоустановок.....	130
3.2. Экономический анализ полигенерационных установок.....	167
3.2.1. Методика расчета экономических показателей схем полигенерации	167
3.2.2. Экономически оптимальные параметры низкокипящего рабочего тела для турбоустановки на перегретом паре	174
3.2.3. Экономический анализ раздельной и совместной генерации холода и углекислоты	177
3.2.4. Экономический анализ полигенерационных установок.....	179
Заключение	187
Литература	192

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

АБТТ	– абсорбционный термотрансформатор;
АХМ	– абсорбционная холодильная машина;
ВЭР	– вторичные энергетические ресурсы;
ГТУ	– газотурбинная установка;
ДВС	– двигатель внутреннего сгорания;
ДГА	– детандер-генераторные агрегаты;
КА	– котлоагрегат;
КЭС	– конденсационная электростанция;
НКРТ	– низкокипящее рабочее тело;
ОРП	– потенциал разрушения озонового слоя;
ППП	– потенциал глобального потепления;
ПГУ	– парогазовая установка;
ПКХМ	– парокомпрессионная холодильная машина;
ПТНУ	– парокомпрессионная теплонасосная установка;
ПТУ	– паротурбинная установка;
ТО	– теплообменный аппарат;
ТНУ	– теплонасосная установка;
ТУ	– турбоустановка;
ТУ на НКРТ	– турбоустановка на основе низкокипящих рабочих тел;
ТЭС	– теплофикационная электростанция;
УПХиУ	– установка по производству холода и углекислоты;
УТДУ	– утилизационные турбодетандерные установки;
ЧВД	– часть высокого давления (турбины);
ЧНД	– часть низкого давления (турбины);
ЧРП	– частотно-регулируемый электропривод

Введение

В современной энергетике повсеместное распространение получили когенерационные установки, позволяющие одновременно производить электрическую и тепловую энергии. Наиболее ярким примером таких установок стали теплоэлектроцентрали. Причиной столь бурного развития когенерации является более эффективное использование топлива в таких установках по сравнению с отдельным энергоснабжением.

Одной из приоритетных задач энергосбережения 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].

Крупнейшим потребителем топливно-энергетических ресурсов в Республике Беларусь является промышленность, потребляющая более 8 млн т условного топлива в год, что составляет более 30 % конечного потребления топливно-энергетических ресурсов. При этом формируется более 10 тыс. т условного топлива топливно-энергетических отходов предприятий [2].

Сектор искусственного охлаждения (включая кондиционирование) потребляет около 17 % всей используемой в мире электроэнергии и неуклонно растет [3]. В то же время большое количество предприятий в различных отраслях промышленности (химическая, пищевая, целлюлозно-бумажная, фармацевтическая, промышленность строительных материалов и др.) используют углекислоту в технологическом процессе. Как правило, необходимая углекислота либо закупается предприятиями у сторонних производителей, либо производится самостоятельно в специализированных, обособленных от основного технологического процесса установках.

В сложившихся обстоятельствах одним из возможных путей эффективной генерации энергии может служить совместное производство электрической, тепловой энергии, холода и углекислоты – полигенерация. А в качестве источника энергии для таких установок могут выступать топливно-энергетические отходы предприятий и другие вторичные энергетические ресурсы (ВЭР).

Для утилизации низкопотенциальных ВЭР, которые в больших количествах присутствуют на промышленных предприятиях, находят все более широкое применение турбоустановки (ТУ) на основе низкипящих рабочих тел (НКРТ), в которых вместо воды используют-

ся рабочие тела с более низкой, чем у воды температурой кипения. Это обуславливает целый ряд их преимуществ: использование низкопотенциальной энергии, низкий уровень шума, простота конструкции турбины и, как следствие, простота автоматизации процесса и др. [4–20].

Несмотря на перспективность полигенерации, как в рамках концепции энергосбережения, так и в рамках концепции повышения экологической безопасности, анализ отечественных и зарубежных источников литературы по теме работы свидетельствует о незавершенности исследований в данной области. Отсутствует термодинамический анализ и объективные количественные оценки энергетической и экономической эффективности как схем полигенерации в целом, так и применяемых в них технических решений.

В научной литературе рассматриваются различные методы термодинамического анализа (метод тепловых балансов, эксергетический метод, энтропийный метод и др.), каждый из которых имеет свои преимущества и недостатки. В настоящее время не установлено единого мнения в выборе методов термодинамического анализа. Наиболее универсальным является эксергетический метод, позволяющий учитывать ценность различных видов энергии и определять степень термодинамического совершенства процессов, что немаловажно при оценке эффективности различных схем полигенерации [21–26].

Таким образом, разработка схем полигенерации с применением турбин на НКРТ, повышение их эффективности, эксергетический и технико-экономический анализ схем полигенерации являются актуальными задачами для повышения энергетической эффективности и экологической безопасности генерации электрической энергии, теплоты, холода и углекислоты.

Глава 1. ТУРБОУСТАНОВКИ НА ОСНОВЕ НИЗКОКИПЯЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛ

1.1. Турбоустановки на водяном паре

В современной энергетике широкое распространение получили паротурбинные установки, в которых рабочим телом является вода, превращаемая в насыщенный, а затем и в перегретый пар в котлоагрегате [27–33]. Паротурбинные установки (ПТУ) работают по классическому циклу Ренкина и являются альтернативой турбоустановки на НКРТ (органический цикл Ренкина). Схема и $T-s$ диаграмма ТУ на водяном паре представлены на рис. 1.1 и 1.2. Принцип работы следующий: из пароперегревателя пар поступает в турбину 2, где расширяется, производя полезную работу (процесс 1–2) в генераторе 3. Отработавший пар конденсируется (процесс 2–3) в конденсаторе 4, а конденсат при помощи питательного насоса 5 вновь поступает в котел (процесс 3–5).

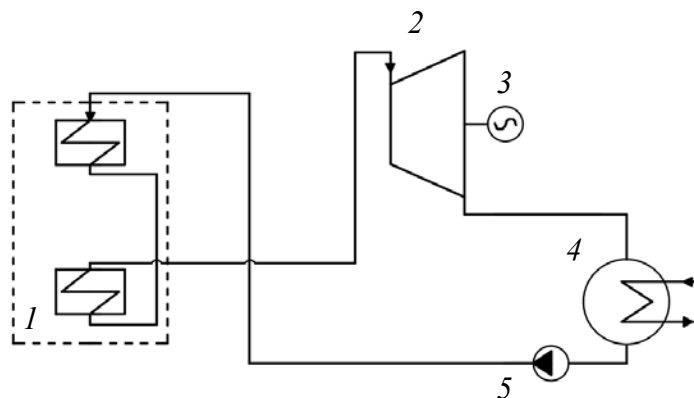


Рис. 1.1. Принципиальная схема паротурбинной
установки на водяном паре [33]:

1 – котлоагрегат; 2 – турбина; 3 – генератор; 4 – конденсатор; 5 – насос

Данный термодинамический цикл (рис. 1.2) нашел широкое применение в паротурбинных установках как на перегретом паре (рис. 1.3), так и с промежуточным перегревом (рис. 1.4). Как правило, в качестве топлива в таких установках используется природный газ, мазут, уголь либо другие топлива с высокой теплотворной способностью.

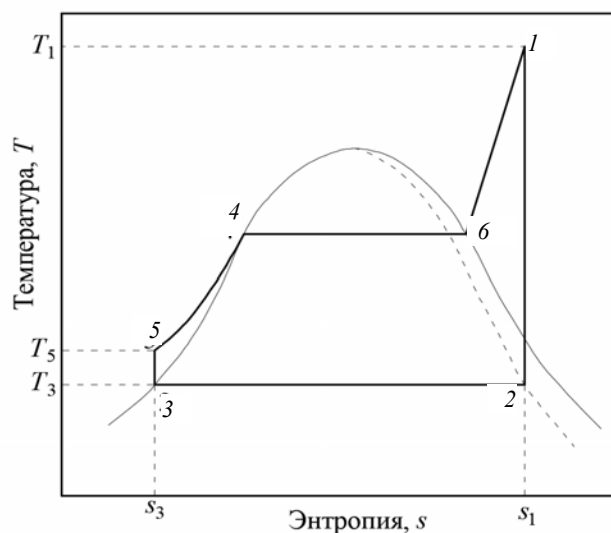


Рис. 1.2. T - s диаграмма цикла ТУ на перегретом водяном паре [33]:
 1–2–расширение водяного пара в турбине; 2–3–конденсация водяного пара в конденсаторе; 3–5 – повышение давления в насосе;
 5–4 – нагрев воды в котлоагрегате до температуры насыщения;
 4–6 – парообразование воды в котлоагрегате; 6–1 – перегрев воды в котлоагрегате выше температуры насыщения

Турбины на водяном паре, как правило, конструируются с отборами на регенерацию, деаэрацию, теплофикацию или производственные нужды (рис. 1.3).

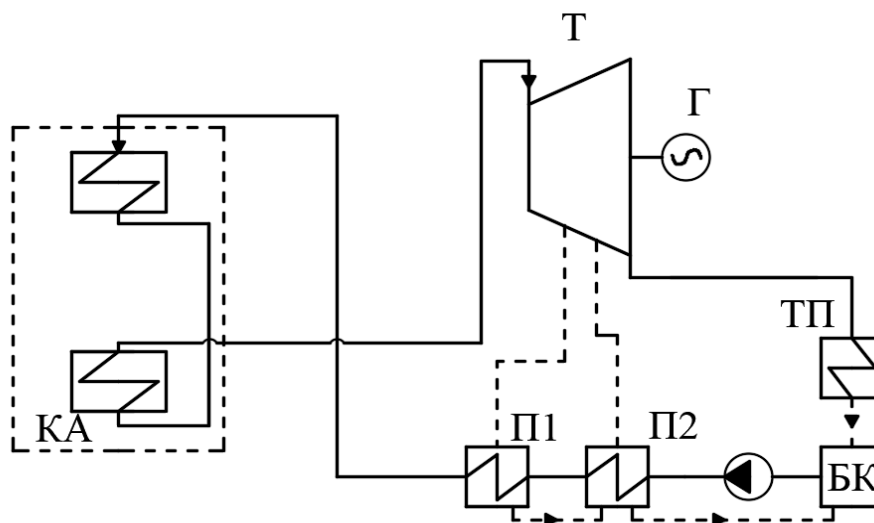


Рис. 1.3. Принципиальная схема ПТУ на перегретом паре с теплофикационным противодавлением [34]:
 КА – котлоагрегат; Т – турбина; Г – генератор;
 ТП – теплофикационный подогреватель; БК – бак сбора конденсата;
 П – подогреватель

Однако в качестве топлива могут выступать горючие отходы предприятий, мусор, биотопливо и другие топлива с низкой теплотворной способностью. При этом зачастую мощность таких установок не превышает нескольких мегаватт. В таком случае, согласно [35, 36], применение ТУ на водяном паре становится нецелесообразно.

Также ТУ на водяном паре нашли применение в парогазовых установках (ПГУ), где используются схемы как на перегретом паре (рис. 1.5), так и с промежуточным перегревом (рис. 1.6). Современные ГТУ, входящие в состав ПГУ, обладают довольно высокими температурами выхлопных газов, на выходе из ГТУ (500–600 °С [37, 38]), при этом одним из способов повышения эффективности ГТУ считается повышение температуры газов на входе в газовую турбину, что неизбежно ведет к еще большему росту температуры выхлопа ГТУ. Таким образом, на первый взгляд альтернативы ТУ на водяном паре в составе ПГУ нет. Однако согласно [35, 36] применение паросилового цикла на водяном паре считается не всегда оправдано. Особенно это актуально при распределенной генерации энергии в небольших населенных пунктах при низких температурах, когда нельзя допустить возникновения аварии вследствие замерзания воды в ПТУ [36]. Также более целесообразным считается применение ТУ на НКРТ, чем на водяном паре, в составе микро ПГУ [35].

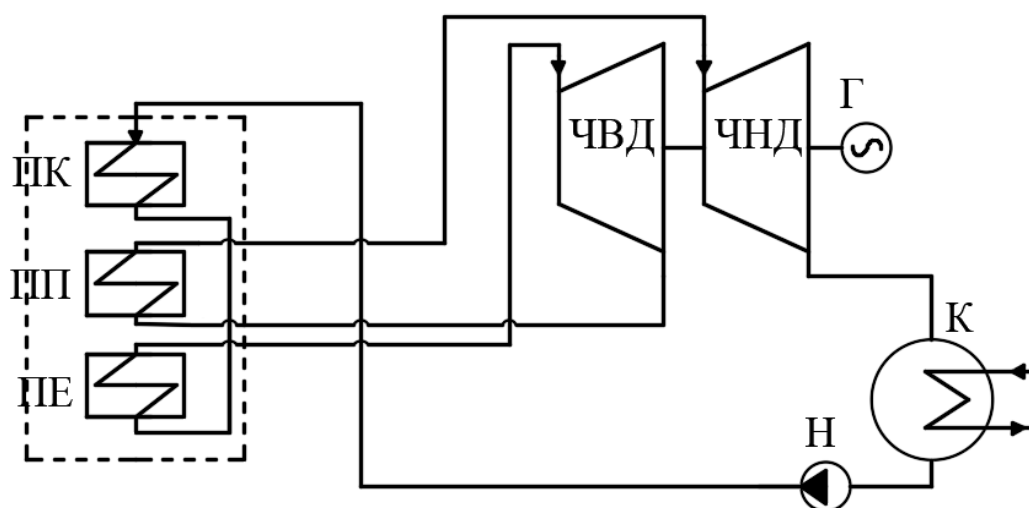


Рис. 1.4. Принципиальная схема ПТУ с промежуточным перегревом [39]:

ПК – паровой котел; ПЕ – перегреватель;
 ПП – промежуточный перегреватель; ЧВД и ЧНД – соответственно
 часть высокого и низкого давления турбины; Г – генератор;
 К – конденсатор; Н – насос

Следующей областью применения ТУ на водяном паре являются утилизационные установки на вторичных энергетических ресурсах. Схема такого рода установок аналогична схеме на перегретом паре (рис. 1.3) с разницей в том, что вместо котлоагрегата на различных видах топлива используется котел-утилизатор (рис. 1.7), получающий энергию от ВЭР (высокотемпературных или технологических), например, газы сгорания серы [40–42].

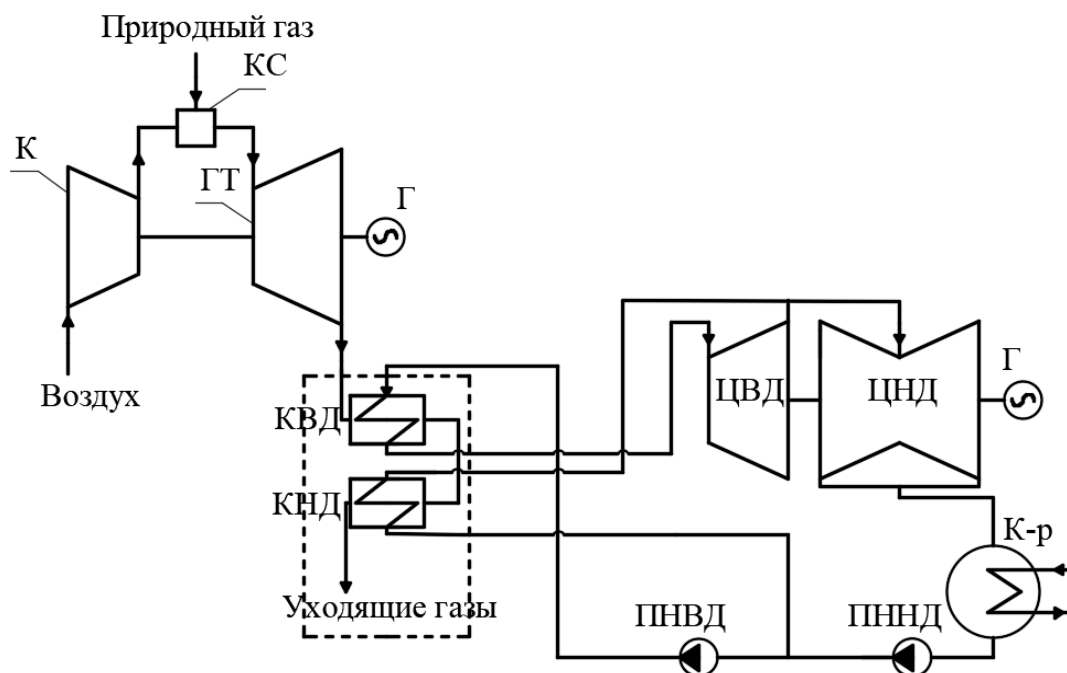


Рис. 1.5. Принципиальная схема ПГУ с ТУ на водяном паре [43]:

Г – турбогенератор; К – компрессор; ГТ – газовая турбина;
 КС – камера сгорания; ЦВД, ЦНД – цилиндр высокого и низкого давления;
 К-р – конденсатор; ПННД, ПНВД – питательный насос низкого
 и высокого давления; КВД – контур высокого давления;
 КНД – контур низкого давления

Основным фактором, ограничивающим область применения ТУ на водяном паре в утилизационных установках, является температура ВЭР. Снижение температуры ВЭР приводит к снижению температуры рабочего тела на выходе из КУ, что, в свою очередь, приводит к снижению эффективности. Так, при температурах 250–300 °С ТУ на НКРТ, согласно [30–32], может конкурировать с ТУ на водяном паре, а при более низких температурах применение ТУ на водяном паре становится нецелесообразно.

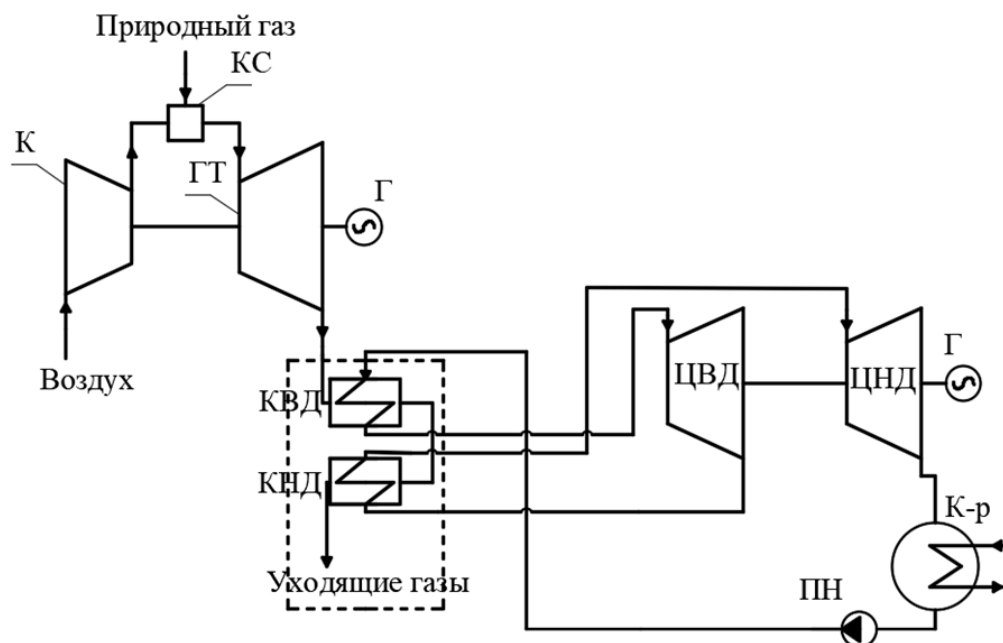


Рис. 1.6. Принципиальная схема ПГУ с ТУ на водяном паре и промежуточным перегревом [40]:

Г – турбогенератор; К – компрессор; ГТ – газовая турбина;
 КС – камера сгорания; ЦВД, ЦНД – цилиндр высокого и низкого давления; К-р – конденсатор; ПН – питательный насос;
 КВД – контур высокого давления; КНД – контур низкого давления

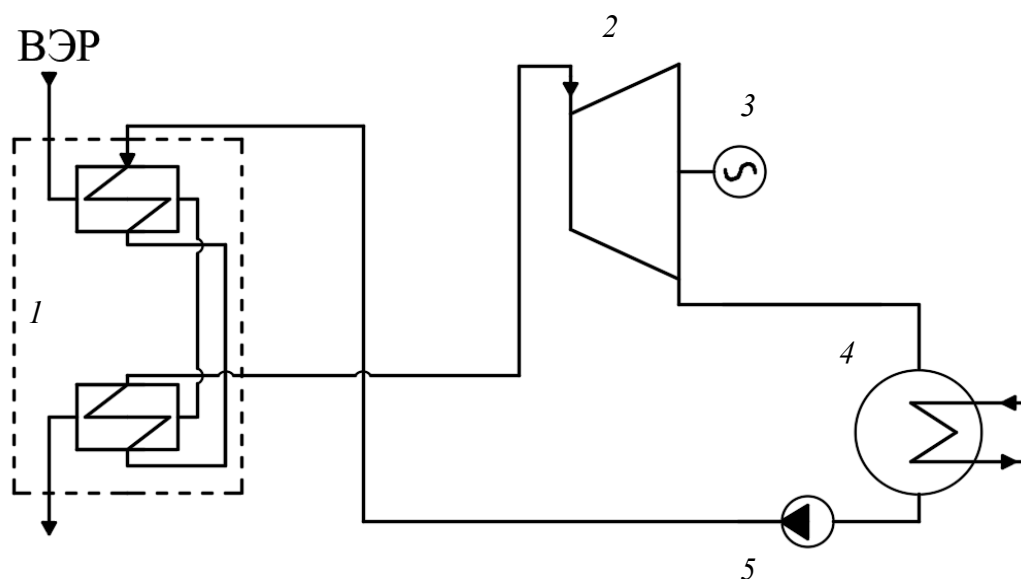


Рис. 1.7. Принципиальная схема с ТУ на водяном паре и котлом-утилизатором [44]:

1 – котел-утилизатор; 2 – турбина; 3 – генератор;
 4 – конденсатор; 5 – насос

К недостаткам ТУ на водяном паре можно отнести высокую напряженность материала вследствие высоких температур и теплоперепадов на ступенях турбин. В связи с применением в качестве рабочего тела воды к недостаткам также можно отнести необходимость химической подготовки воды. Несмотря на использование подготовленной воды, полностью избежать каррозионного износа оборудования не удается [45]. Использование водяного пара со степенью сухости ниже единицы (для повышения эффективности цикла) в последних ступенях турбин приводит к эрозионному износу рабочих лопаток, что отрицательно сказывается на надежности оборудования. Более сложная по сравнению с ТУ на НКРТ конструкция приводит к сложности автоматизации процесса, а также удорожанию установки [46, 47].

Избежать вышеперечисленных недостатков позволяет использование НКРТ (фреонов) в ТУ с более низкими, чем у воды температурами кипения.

1.2. Турбоустановки на низкокипящих рабочих телах

Благодаря применению рабочих тел в ТУ с более низкими, чем у воды температурами кипения возникает возможность утилизации низкопотенциальной энергии с невысокими температурами [33]. Простота конструкции и автоматизации процессов таких турбин позволяет ТУ на НКРТ конкурировать с ТУ на водяном паре, особенно в нестандартных для паровых турбин условиях работы.

Наибольшее распространение получили схемы без перегрева или на перегретом паре без регенерации теплоты (рис. 1.8) и с регенерацией теплоты (рис. 1.9). На рис. 1.10 и 1.11 представлена диаграмма в $T-s$ координатах цикла ТУ на НКРТ [33].

Отличительной особенностью схем с регенерацией является место установки теплообменного оборудования – перед конденсатором. Обусловлено это тем, что НКРТ после совершения полезной работы в турбине находится все еще в перегретом состоянии (рис. 1.10), теплота которого может быть полезным образом использована. Находят применение в промышленности и схемы, где вместо классического конденсатора, охлаждаемого обратной водой, в конденсаторе-подогревателе происходит нагрев теплоносителя, например, для нужд теплоснабжения.

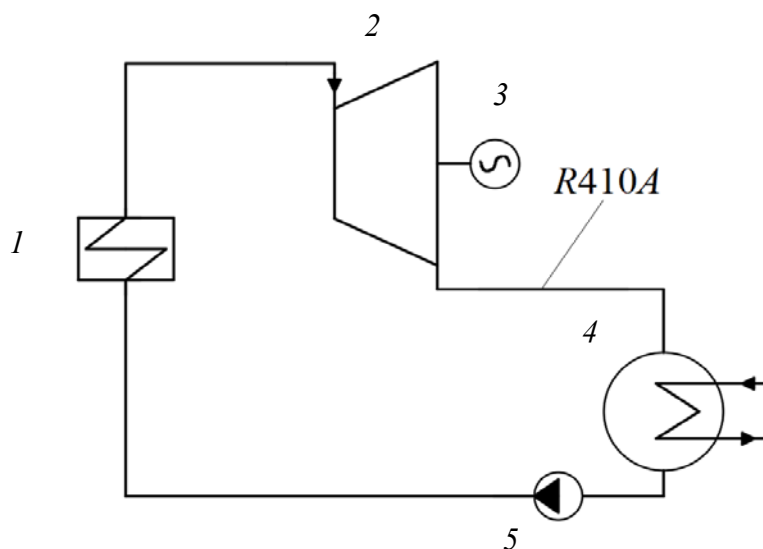


Рис. 1.8. Принципиальная схема ТУ на НКРТ без регенерации [33]:

1 – котел-утилизатор; 2 – турбина, работающая на НКРТ; 3 – генератор; 4 – конденсатор; 5 – насос

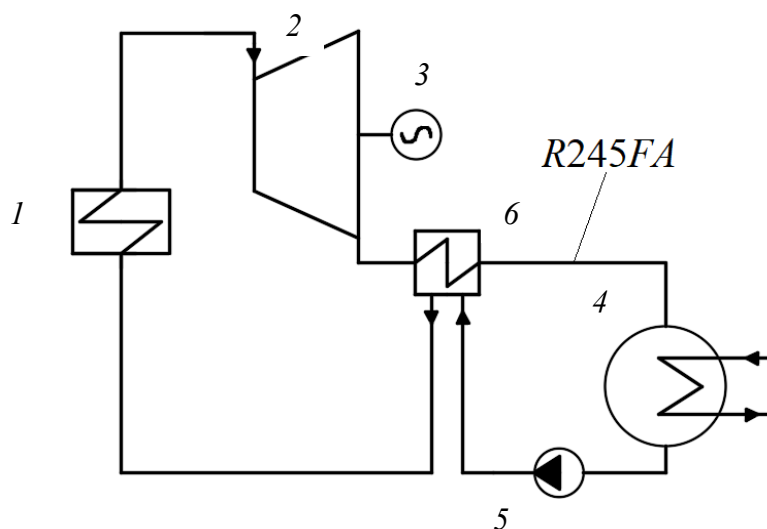


Рис. 1.9. Принципиальная схема ТУ на НКРТ с регенерацией [33]:

1 – котел-утилизатор; 2 – турбина, работающая на НКРТ; 3 – генератор; 4 – конденсатор; 5 – насос; 6 – теплообменный аппарат

Принцип работы установки следующий: из конденсатора жидкое НКРТ насосом закачивается в нагреватель (процесс 4–5), где НКРТ нагревается, испаряется и перегревается (процессы 5–6, 6–7 и 7–1), далее перегретое НКРТ поступает в турбину, где происходит процесс расширения (процесс 1–2). Расширяясь в турбине, рабочее тело совершает работу по вращению вала. Вал турбины приводит в действие генератор электрического тока. Отработанные пары НКРТ

охлаждаются (процессы 2–3) в теплообменнике (рис. 1.9) либо в конденсаторе (рис. 1.8) и конденсируются в конденсаторе (процесс 3–4).



Рис. 1.10. T - s диаграмма цикла ТУ на НКРТ [33]:

- 1–2 – расширение НКРТ в турбине;
- 2–3 – охлаждение и конденсация рабочего тела в конденсаторе;
- 3–4 – повышение давления в насосе; 4–5 – нагрев рабочего тела в котле-утилизаторе до температуры насыщения;
- 5–6 – парообразование в котле-утилизаторе; 6–1 – перегрев рабочего тела в котле-утилизаторе выше температуры насыщения

В работах [48–50] предложены схемы ТУ с промежуточным перегревом рабочего тела. Как показали результаты исследований [48–50], такие схемы позволяют увеличить термодинамическую эффективность турбоустановок.

Схемы с ТУ на НКРТ можно классифицировать как по первичному источнику энергии, так и по используемому рабочему телу.

По первичному источнику энергии, как и для ТУ на водяном паре, ТУ на НКРТ можно разделить на ВЭР, котлоагрегат, газотурбинная установка (ГТУ).

По рабочему телу (в зависимости от наклона линии насыщенного пара на T - s диаграмме) НКРТ можно разделить на «сухие», «влажные» и «изоэнтропные».

Турбоустановки на НКРТ находят все более широкое применение. Наиболее перспективными источниками энергии для данных схем могут служить солнечная энергия [51, 52], биотопливо [53–56], геотермальные источники [57–61], тепловые отходы предприятий и двигателей внутреннего сгорания [62–65].

В работах различных авторов большое внимание уделяется оптимизации турбоустановок на основе НКРТ, рассматриваются вопросы оптимизации турбин, их схем, рабочих параметров и т. д. В работах [66–69] немаловажное значение уделено выбору рабочего тела и оптимизации параметров ТУ на НКРТ [66–69]. Так, в работе [66] определено, что параметром для оптимизации мощности установки может служить разница между критической температурой НКРТ и температурой насыщения в цикле. В работе [67] производилась оптимизация площади поверхности теплопередачи испарителя и массовый расход рабочего тела на примере фреона *R245FA*. А работа [69], направленная на улучшение термозкономических показателей ТУ с субкритическими параметрами НКРТ, показала, что оптимальные температуры кипения и конденсации в основном зависят от входных температур дымового газа и охлаждающей жидкости соответственно. В работах [68, 70] указано, что немаловажным фактором оптимизации является выбор оптимального рабочего тела.



Рис. 1.11. T - s диаграмма цикла ТУ на НКРТ [33]:

1–2 – расширение НКРТ; 2–3 – охлаждение рабочего тела в теплообменном аппарате; 3–4 – конденсация рабочего тела в конденсаторе; 4–5 – повышение давления в насосе; 5–6 – нагрев рабочего тела в котле-утилизаторе до температуры насыщения; 6–7 – парообразование в котле-утилизаторе; 7–1 – перегрев рабочего тела в котле-утилизаторе выше температуры насыщения

1.3. Низкокипящие рабочие тела для турбоустановок

В начале развития холодильной техники в XIX в. применялись такие классические хладагенты, как воздух, аммиак, диоксид углерода и др. Среди них с термодинамической точки зрения наилучшим был аммиак, но в целях безопасности предпочитали использовать в судовых холодильных установках воздух и диоксид серы. Однако далее, вследствие высокой токсичности, применение диоксида серы также было прекращено. Некоторые характеристики классических хладагентов представлены в табл. 1.1 [71–86].

В начале XX в. искусственное охлаждение уже находило широкое применение в различных отраслях промышленности, при этом в качестве рабочего тела доминировал более эффективный (по сравнению с воздухом и углекислотой) аммиак.

Таблица 1.1

Характеристики классических хладагентов [71–73]

Хладагент	Химическая формула	Нормальная температура кипения, °C	Критическая температура, °C	Относительный объемный расход пара (по сравнению с CO ₂)	Холодильный коэффициент при $t_o = -15\text{ °C}$, $t_k = 30\text{ °C}$
R279 (воздух)	–	–	–221	83	1,1
R718 (вода)	H ₂ O	100	375	477	4,1
R744 (углекислота)	CO ₂	–55,6	31	1	2,56
R717 (аммиак)	NH ₃	–33,3	135	3,44	4,76
R764	SO ₂	–10	157	9,09	4,87
E610	C ₂ H ₅ OC ₂ H ₅	34,6	214	55	4,9
E170	CH ₃ OCH ₃	–24,8	128,8	34	4,5
R40	CH ₃ Cl	–24,2	143	5,95	4,9

В домашних холодильных системах и в торговом оборудовании использовали аммиак (R717), метилхлорид (R40), диоксид серы (R764), пропан (R290) и изобутан (R600A) [74]. Однако бытовые холодильные системы, используемые в массовом производстве, должны быть более безопасны и надежны. Решение этих задач стало возможно после создания герметичных систем, в которых электродвигатели и компрессор находились в одном герметичном корпусе. Такие холо-

дильники начали появляться в 20-х и 30-х гг. прошлого столетия, однако отсутствие подходящих НКРТ сдерживало их развитие. Задача поиска подходящего хладагента (удовлетворяющего всем необходимым требованиям) была решена Т. Миджили. В качестве холодильных агентов им было предложено использовать галогеносодержащие производные углеводородов. Как один из возможных таких хладагентов Т. Миджили выбрал дихлордифторметан CCl_2F_2 (он же известен как *R12*) [75]. Дихлордифторметан позволял улучшить работу подшипников компрессора благодаря образованию хлорсодержащих соединений на трущихся металлических поверхностях и обладал относительно высокой критической температурой [74, 76].

Наиболее широкое применение дихлордифторметан нашел в домашнем и торговом холодильном оборудовании. Также нашел применение трихлорфторметан (*R11*), а с 1945 г. и трифтормонохлорметан (*R13*). Они стали применяться для систем кондиционирования воздуха и в низкотемпературной технике.

Основной недостаток *R12* (по сравнению с аммиаком) заключается в необходимости большего компрессора для поддержания той же производительности. Это привело к появлению дифторхлорметана (*R22*), который начал активно заменять в небольших холодильных установках *R12* и аммиак. Существенными недостатками дифторхлорметана (по сравнению с *R12*) были его более низкая стабильность, более худшая способность охлаждения электродвигателей компрессоров в герметичных системах и более высокие температуры нагнетания.

Последние из перечисленных недостатков были решены с появлением *R502* – азеотропной (смесь двух или более жидкостей, состав которой не меняется при кипении) смеси *R22* (CHClF_2) и *R115* (C_2ClF_5). Он находил применение в простых (одноступенчатых) системах для работы при высоких давлениях конденсации и низких давлениях кипения.

В 60-е и 70-е гг. XX в. применение галогенпроизводных углеводородов получило широкое распространение не только в качестве холодильных агентов, но и в промышленности (в огнетушителях, в аэрозолях, при производстве пенопласта и др.), что неотвратно приводило к их попаданию в окружающую среду. В этот же период времени было обнаружено их присутствие в стратосфере Земли.

В 1974 г. исследователи Ролланд и Молиа выдвинули теорию о том, что эмиссия хлорфторуглеродов (CFC) может вызвать каталитическое разрушение озонового слоя стратосферы Земли.

Принятое в 1987 г. Монреальское соглашение, разработанное с целью защиты озонового слоя Земли, позволило за 10 лет вдвое сократить потребление хлорфторуглеродов [76].

Второй существенной проблемой стало глобальное потепление. Основными причинами глобального потепления являются метан, озон, диоксид углерода, водяной пар. В результате подписанного в 1997 г. Киотского протокола к таким газам добавились синтетические хладагенты (гидрофторуглероды, перфторуглероды и шестифтористая сера) и окислы азота, обладающие высоким потенциалом глобального потепления (ПГП) [77–79].

Одновременно с этим прекращалось производство озоноразрушающих веществ, регламентируемое поправками к Монреальскому протоколу от 1987 г. [80–83]. Несмотря на то, что вопросы разрушения озонового слоя не первостепенны, его восстановление к уровню 1980 г. ожидается только к 2068 г.

В связи с вышеизложенным возникла необходимость создания новых хладагентов. Такими холодильными агентами стали смеси. К смесевым хладагентам предъявлялись следующие требования: они должны иметь потенциал разрушения озона или озоноразрушающий потенциал (ОРП), равный нулю, и как можно более низкий потенциал глобального потепления, быть эффективными, неядовитыми и невоспламеняющимися. Очень трудно выполнить все эти требования. Поиски таких хладагентов привели к заключению о необходимости использовать огнеопасные вещества в качестве компонентов невоспламеняющихся смесей. К таким огнеопасным веществам можно отнести *R32*, *R161*, *R152A* и *R143A*. А к подходящим по свойствам производным пропана можно отнести *R227*, *R236* и *R245*. Но ни одно из этих веществ не обладало приемлемой для холодильной техники температурой кипения.

Другая проблема, которая выявляется при рассмотрении производных пропана, бутана и других углеводородов, заключается в том, что критическая температура имеет тенденцию к уменьшению с увеличением молекулярной массы.

Важнейшим недостатком гидрофторуглеродов являются высокие (по сравнению с природными хладагентами) показатели потенциала глобального потепления, что привело к возврату к некоторым природным хладагентам (диоксиду углерода, пропану, бутану, изобутану и аммиаку) [84–88].

В табл. 1.2 даны свойства некоторых широко распространенных в настоящее время хладагентов.

Углеводороды являются хорошими хладагентами, хотя критическая температура таких веществ, как пропан низка. Единственный существенный недостаток таких хладагентов – чрезвычайная воспламеняемость на воздухе. Риск их возгорания может быть уменьшен до приемлемого уровня в полностью герметичных системах, что было доказано на примере бытовых холодильников.

Таблица 1.2

Используемые в настоящее время хладагенты с нулевым ОРП

Хладагент	Формула или состав	Нормальная температура кипения, °C	Критическая температура, °C	ПП	Группа безопасности [101]
R134A	CH ₂ FCF ₃	–26	101	1300	A1
R413A	R134a/218/600a	–35	101	1770	A1/A2
R404A	R143a/125/134a	–47	73	3260	A1/A1
R507A	R143a/125	–47	71	3300	A1
R407C	R32/125/134a	–44	87	1520	A1/A1
R417A	R125/134a/600	–43	90	1950	A1/A1
R410A	R32/125	–51	72	1720	A1/A1
R508	R23/116	–86	13	11860	A1
R717	NH ₃	–33	133	0	B2
R600A	CH(CH ₃) ₃	–12	135	3	A3
R290	C ₃ H ₈	–42	97	3	A3
R1270	C ₃ H ₆	–48	92	3	A3
R744	CO ₂	–57	31	1	A1

Другим уникальным хладагентом благодаря его превосходным термодинамическим свойствам и экологической безопасности является аммиак. Применение аммиака будет расширяться, а его количество в системах – уменьшаться.

Значительного уменьшения количества аммиака в системе без снижения ее экономичности можно добиться в каскадных системах «аммиак – диоксид углерода» (рис. 1.12), в которых количество аммиака определяется только размерами трубопроводов самой холодильной установки [89].

Аммиак снова находит применение при кондиционировании воздуха в больших зданиях. А добиться экономии энергии и сниже-

ния капитальных затрат в таких системах позволяет охлаждение промежуточного хладоносителя – углекислоты.

Третьим не менее уникальным хладагентом является диоксид углерода. Самые распространенные области его применения в настоящее время – низкотемпературные установки, системы холодоснабжения супермаркетов и низкотемпературные ступени больших промышленных морозильных установок и систем холодильного хранения.

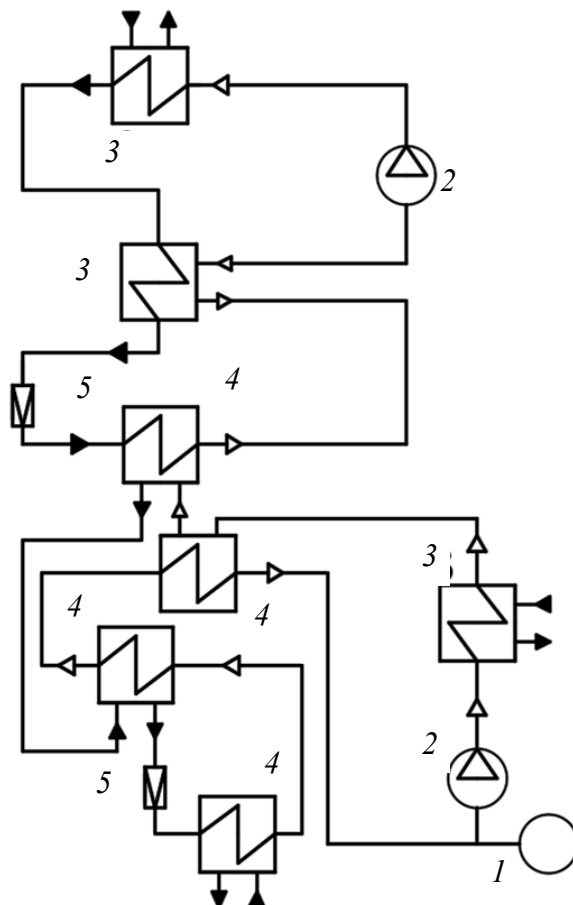


Рис. 1.12. Принципиальная схема каскадной холодильной машины [90, 91]:

1 – бак-аккумулятор; 2 – компрессор;

3, 4 – теплообменный аппарат; 5 – дросселирующее устройство

Можно утверждать, что углекислота будет все шире использоваться как холодильный агент в каскадных системах кондиционирования и как хладоноситель, а в будущем (при появлении соответствующих компрессоров) и в одноступенчатых системах кондиционирования воздуха [92]. Как хладоноситель углекислота обладает рядом преимуществ: хорошая теплопередача, меньшее энергопотребление, меньшие массогабаритные показатели, отсутствие необходимости в воде.

В Европейском союзе с 2020 г. остановлен выпуск такого распространённого хладагента, как *R22*, а также *R21*, *R124*, *R124B*, *R123* и *R141B* [93–96].

С 2025 г. будет остановлено производство гидрофторуглеродов (*R32*, *R134A*, *R125*, *R152A*, *R143B*) и ряда смесевых хладагентов (*R404A*, *R407C*, *R410A* и т. д.), но уже разработаны новые озонобезопасные с низким потенциалом глобального потепления гидрофторолефины, представленные в табл. 1.3. [96, 98].

Таблица 1.3

Гидрофторолефины

Хладагенты	ПГП	Критическое давление, кПа	Критическая температура, °C
<i>R1234zc</i>	3,5	3880	103
<i>R1234ze(E)</i>	6,0	3640	109
<i>R1234zf</i>	0,8	3610	106
<i>R1234ze(Z)</i>	1,4	3860	121
<i>R1234ye(E)</i>	2,3	4450	119
<i>R1234ye(Z)</i>	2,2	4230	127
<i>R1336ezcm(E)</i>	0,7	3030	126
<i>R1132(z)</i>	1,5	5320	92
<i>R1132(E)</i>	1,9	6770	77
<i>R1234yf</i>	4,0	3380	95

Проблема выбора НКРТ для ТУ рассмотрена во многих работах [99–104]. Выбор рабочего тела базируется на многих факторах, таких как источник энергии, температурный диапазон работы установки и т. д. Зачастую критерием выбора НКРТ служит его термодинамическая эффективность. Большое значение на термодинамическую эффективность оказывают физико-химических свойств НКРТ, однако какие из них в большей мере влияют на эффективность, выявить очень сложно.

Опыт развития НКРТ показал, что при выборе хладагента необходимо учитывать нижеперечисленные свойства [105–107].

Физиологические свойства хладагентов

Низкокипящие рабочие тела должны быть безопасны для человека и окружающей среды (особенно важными являются влияние ра-

бочего тела на разрушение озонового слоя и глобальное потепление). Таким образом, на передний план выходит выбор альтернативных НКРТ с нулевым потенциалом разрушения озонового слоя и малым значением потенциала глобального потепления. Немаловажное значение приобретает и энергопотребление систем, оказывающих косвенное влияние на глобальное потепление и введенный вследствие этого показатель «*TEWI*» (*Total Equivalent Warming Impact* – суммарное эквивалентное воздействие на потепление), который рассчитывается следующим образом [108, 109]:

$$TEWI = GWP_0 M_g + \alpha \cdot \beta, \quad (1.1)$$

где GWP_0 – потенциал глобального потепления по отношению к углекислоте (ППП углекислоты принят за единицу), о. е.; M_g – количество НКРТ, выпущенного в атмосферу, кг; α – количество углекислоты, выделяющейся при производстве 1 кВт · ч электрической энергии, кг $CO_2/(кВт \cdot ч)$; β – количество электрической энергии, потребляемое установкой за время эксплуатации, 1 кВт · ч.

В более развернутом виде:

$$TEWI = GWP_0 m L_{год} n + GWP_0 (1 - \alpha_{ут}) m + n \cdot \beta \cdot E_{год}, \quad (1.2)$$

где $L_{год}$ – величина утечек хладагента в течение года, %; n – время работы установки, лет; m – количество хладагента в установке, кг; $\alpha_{ут}$ – величина утилизации хладагента из установки, от 0 до 1; $E_{год}$ – электропотребление за один год, кВт · ч/год; β – коэффициент, учитывающий косвенные выбросы углекислоты, кг, $CO_2/(кВт \cdot ч)$.

Таким образом, на показатель «*TEWI*» влияет и само рабочее тело и величина потребления энергии установкой, а следовательно, и ее эффективность.

Термодинамические свойства

К термодинамическим свойствам относятся давление в испарителе и конденсаторе, удельная холодопроизводительность и др.

Нормальная температура кипения НКРТ должна быть достаточно низкой, что позволяет избежать разряжения в испарителе холодильной машины (конденсаторе ТУ). При значительном разряжении в систему может попасть воздух, что отрицательно сказывается на ее работе.

Давление в конденсаторе. Высокое давление в конденсаторе сказывается на его металлоемкости и усложняет конструкцию уплотнений конденсатора с целью предотвращения утечек НКРТ [110].

Теплота парообразования. Высокая теплота парообразования приводит к уменьшению циркулирующего в цикле НКРТ, что положительно сказывается на эффективности установки. Для машин малой мощности данное утверждение может быть несправедливо, так как слишком малые расходы НКРТ усложняют автоматизацию процесса.

Объемная холодопроизводительность. Для поршневых компрессоров увеличение объемной производительности положительно сказывается на габаритах установки, а турбокомпрессоры эффективно работают при больших объемах всасывания.

Температура замерзания. Температура замерзания должна быть ниже всех используемых в цикле температурных уровней для недопущения замерзания НКРТ в установке.

Критическая температура. Высокая критическая температура положительно сказывается на эффективности установки, а приближение к критической температуре снижает теплоту парообразования.

Физико-химические свойства

К этим свойствам можно отнести химическую стойкость, плотность, растворимость, вязкость и др.

Плотность и вязкость. Снижение вязкости и плотности НКРТ приводит к снижению потери давления (сопротивления) в цикле, что положительно сказывается на его эффективности.

Теплопроводность и теплоотдача. Чем выше теплопроводность и теплоотдача НКРТ, тем интенсивнее происходит теплообмен, что сказывается и на массогабаритных показателях установки.

Растворимость. Чем выше данный показатель, тем лучше происходит смазка компрессора, однако увеличивается унос масла, что снижает интенсивность теплообмена в теплообменных аппаратах (вследствие его оседания на теплообменной поверхности).

Низкая растворимость в воде может привести к замерзанию воды в установке и нарушению циркуляции.

Воздействие на металлы. Низкокипящее рабочее тело должно быть инертно по отношению к применяемым в установках материалам.

Текучесть. Чем выше текучесть, тем выше вероятность наруше-

ния герметичности установки, так как это увеличивает способность НКРТ проникать в различные соединения и поры.

Химическая стойкость. Важным фактором НКРТ является его взрывобезопасность и негорючесть, низкая токсичность, а также его способность противостоять разложению при высоких и низких температурах [111].

Согласно [81] по уровню токсичности НКРТ подразделяются на две группы:

- к группе А относятся низкотоксичные НКРТ, средняя концентрация которых в воздухе рабочей зоны ≥ 400 мл/м не вызывает вредное влияние почти на всех работающих;

- к группе В относятся высокотоксичные хладагенты, средняя концентрация которых в воздухе рабочей зоны < 400 мл/м не вызывает вредное влияние почти на всех работающих.

Воспламеняемость, взрывоопасность. По воспламеняемости холодильные агенты делятся на три класса: негорючие хладагенты, трудногорючие хладагенты и горючие хладагенты. Смесевые хладагенты классифицируются по анализу результатов процесса разложения смеси на фракции и после определения наихудшей рецептуры по воспламеняемости [81, 112].

Воспламеняемость и взрывоопасность для различных НКРТ значительно отличаются. Например, высокой взрывоопасностью отличаются этан, пропан, бутан и другие ненасыщенные углеводороды, а к низко взрывоопасным можно отнести диоксид углерода, окись азота, галогенизированные фреоны (без Н-атома) и др. [113, 114].

При выборе НКРТ для тригенерационных и полигенерационных установок на НКРТ нельзя исходить лишь из термодинамической эффективности, необходимо принимать во внимание и другие факторы (стоимость НКРТ (рис. 1.13), габариты оборудования, эксплуатационные издержки, стоимость установки, влияние рабочих тел на окружающую среду) [115, 116]. В итоге это может привести к выбору не самого эффективного с термодинамической точки зрения рабочего тела.

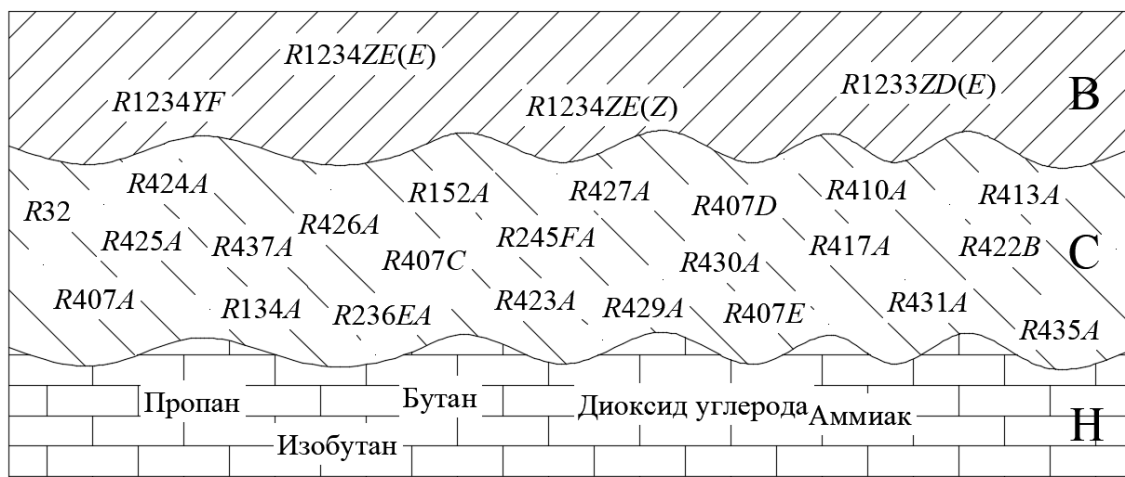


Рис. 1.13. Диаграмма стоимости озонобезопасных НКРТ:

Н – НКРТ с относительно низкой стоимостью;

С – НКРТ со средней стоимостью;

В – НКРТ с относительно высокой стоимостью

В ТУ на НКРТ нашли применение небольшое количество НКРТ (R134A, R245FA, октаметилтрисилоксан, толуол, пентан и др.) из большого перечня предлагаемых в литературе НКРТ.

Некоторые работы [99, 100, 102, 116–118] посвящены анализу НКРТ для применения в ТУ при различных температурах и давлениях, в том числе и предложен цикл на сверхкритических параметрах рабочего тела. Анализ проводился по нескольким критериям: влияние НКРТ на окружающую среду, термодинамическая эффективность, массовое производство и цена.

Некоторые исследователи рассматривают рабочие тела в зависимости от наклона линии насыщенного пара на $T-s$ диаграмме [119], подразделяя все НКРТ на «сухие», «влажные» и «изоэнтропные» (рис. 1.14).

В работе [99] утверждается, что наибольшее влияние на эффективность НКРТ оказывает тангенс угла наклона и критическая температура рабочего тела. С ростом критической температуры НКРТ растет его термодинамическая эффективность. А угол наклона линии насыщенного пара на $T-s$ диаграмме сказывается на степени влажности рабочего тела на лопатках турбины. Это оказывает негативное влияние на эффективность работы турбины вследствие ухудшения условий течения НКРТ в проточной части турбины и приводит к преждевременному износу ее элементов [120]. Исследования [120] показали, что важное значение на эффективность рабочего тела оказывают сжимаемость, изобарная теплоемкость, а также его молярная масса.

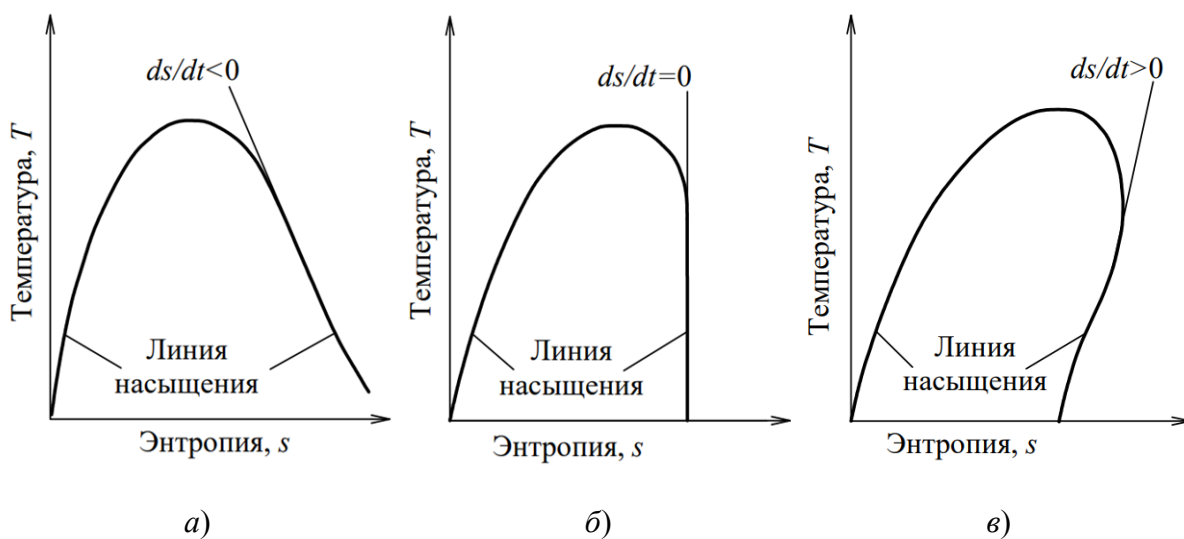


Рис. 1.14. T - s диаграммы различных НКРТ:
 а – «влажного»; б – «изоэнтропного»; в – «сухого» [118]

В статье [121] предложено производить выбор НКРТ на основе многокритериальной модели (учитывающей характеристики турбоустановок, эксплуатационные затраты, экономические показатели, безопасность, влияние НКРТ на разрушение озонового слоя и глобальное потепление и др.) с применением метода групповых вкладов для проектирования молекул НКРТ.

Таким образом, проведенные различными авторами исследования по поиску оптимальных НКРТ показывают, что нет ни одного НКРТ, которое обладало всеми необходимыми свойствами и отвечало всем необходимым требованиям, а выбор оптимального рабочего тела строится на компромиссных решениях с учетом экономических, экологических, энергетических и других факторов [122, 123].

1.4. Параметры, влияющие на термодинамическую эффективность турбоустановок

В качестве основных методов повышения эффективности турбоустановок выступает повышение начальных параметров рабочего тела и использование промежуточного перегрева рабочего тела. Рассмотрим данные методы эффективности на примере следующих четырех схем: а) без перегрева НКРТ; б) на перегретом паре; в) с промежуточным перегревом НКРТ; г) с промежуточным перегревом на сверхкритических параметрах рабочего тела. Исходные данные пред-

ставлены в табл. 1.4. В качестве НКРТ был принят озонобезопасный фреон *R236EA*, имеющий «сухую» характеристику линии насыщенного пара, нулевой ОРП и ПГП, равный 1370 единиц.

Приняв эксергию продуктов сгорания на входе в котел-утилизатор за сто процентов, можно найти относительное распределение потерь эксергии по элементам исследуемых схем (табл. 1.5). Для наглядности результаты представлены в виде диаграмм потоков эксергии (рис. 1.15–1.18).

Как видно из табл. 1.5 и рис. 1.15–1.18, перегрев рабочего тела и промежуточный перегрев НКРТ приводят к увеличению эксергетического КПД с 28,2 до 36,2 % и с 36,2 до 37,2 % соответственно. Это связано в первую очередь со снижением потери эксергии в котле-утилизаторе и увеличением эксергии, превращаемой в электрическую энергию в турбоагрегате. Увеличение параметров рабочего тела приводит и к увеличению количества эксергии, передаваемой в теплообменном аппарате [26].

Таблица 1.4

Исходные данные [26]

Наименование показателя	Схема без перегрева НКРТ	Схема на перегретом НКРТ	Схема с промежуточным перегревом - НКРТ	Схема с промежуточным перегревом на сверхкритических параметрах НКРТ
Температура дымовых газов на входе в КУ, °С	300	300	300	300
Давление НКРТ перед ЧВД турбины, МПа	1,94	1,94	1,94	4,00
Температура НКРТ перед ЧВД турбины, МПа	110	180	180	180
Давление НКРТ перед ЧНД турбины, МПа	–	–	0,43	0,84
Температура НКРТ перед ЧНД турбины, °С	–	–	180	180
Температура НКРТ в конденсаторе, °С	25	25	25	25

Работа установки на сверхкритических параметрах НКРТ приводит к увеличению эксергетического КПД с 37,2 до 42,6 %. Кроме того, повышение давления перед турбиной приводит к снижению количества эксергии, передаваемой конденсату НКРТ в теплообменнике [26].

Таблица 1.5

Результаты исследования ТУ на НКРТ [26]

Вариант схемы	Схема на насыщенном паре	Схема на перегретом паре	Схема с промежуточным перегревом рабочего тела	Схема с промежуточным перегревом на сверхкритических параметрах рабочего тела
Суммарные потери эксергии, %:				
котел-утилизатор	57,9	46,2	42,6	37,4
турбоагрегат	7,7	8,3	8,1	9,8
теплообменник	0,3	3,7	6,5	4,6
конденсатор	5,7	5,3	5,3	5,1
насос	0,3	0,3	0,3	0,6
Эксергия, передаваемая в теплообменном аппарате	1,7	13,8	22,4	18,5
Эксергия вырабатываемой в турбоагрегате электроэнергии	29,8	37,7	38,7	45,7
Эксергия потребляемой насосом электроэнергии	1,6	1,5	1,5	3,1
Эксергия отпускаемой в сеть электроэнергии	28,2	36,2	37,2	42,6

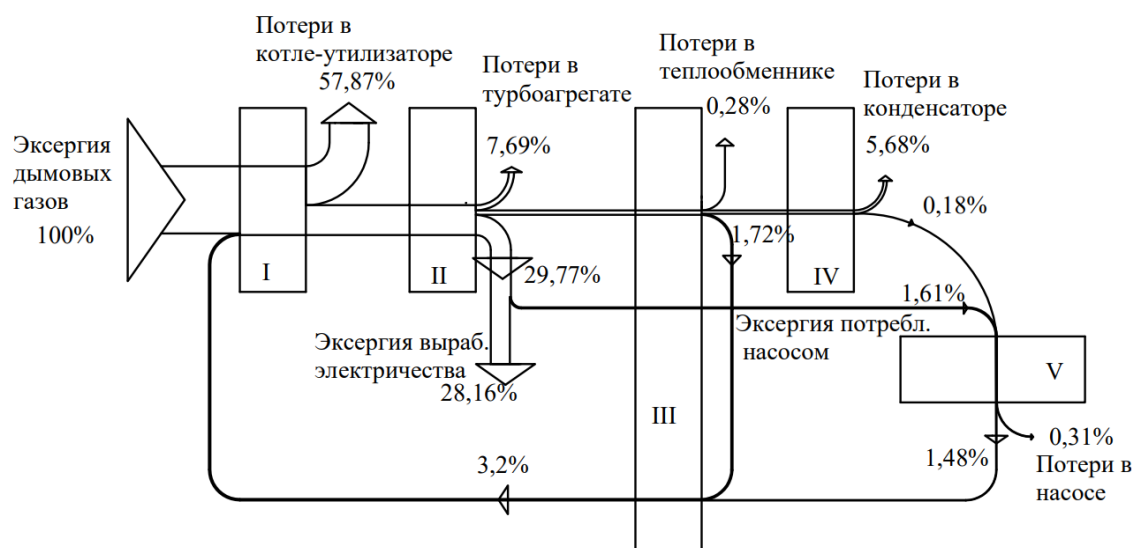


Рис. 1.15. Диаграмма потоков эксергии для турбоустановки на насыщенном паре [124]:

I – котел-утилизатор; II – турбоагрегат; III – теплообменник;
IV – конденсатор; V – насос

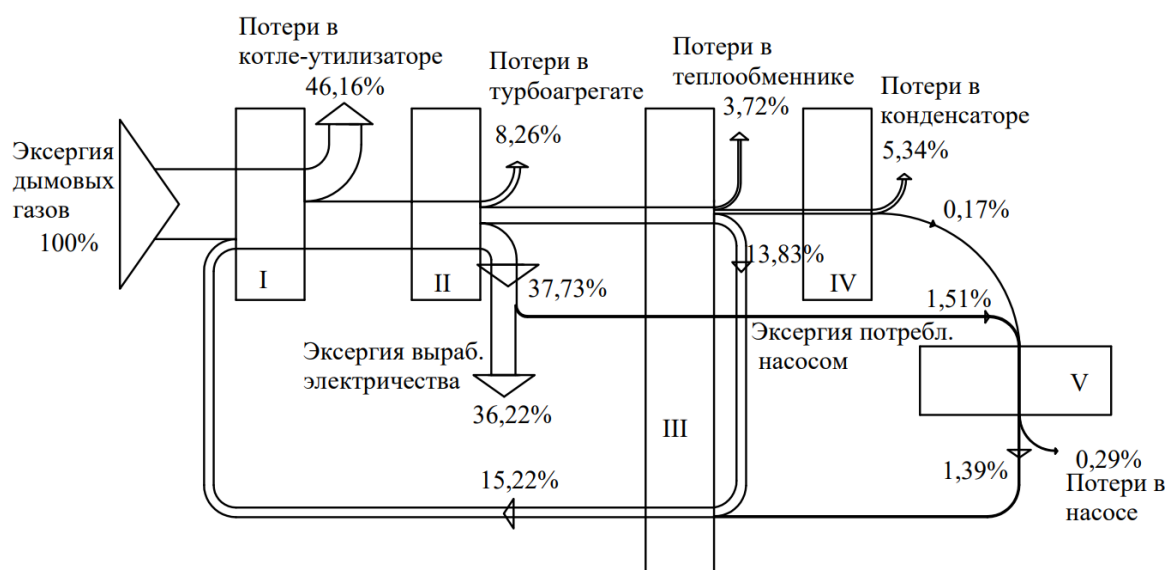


Рис. 1.16. Диаграмма потоков эксергии для турбоустановки на перегретом паре [124]:

I – котел-утилизатор; II – турбоагрегат; III – теплообменник;
IV – конденсатор; V – насос

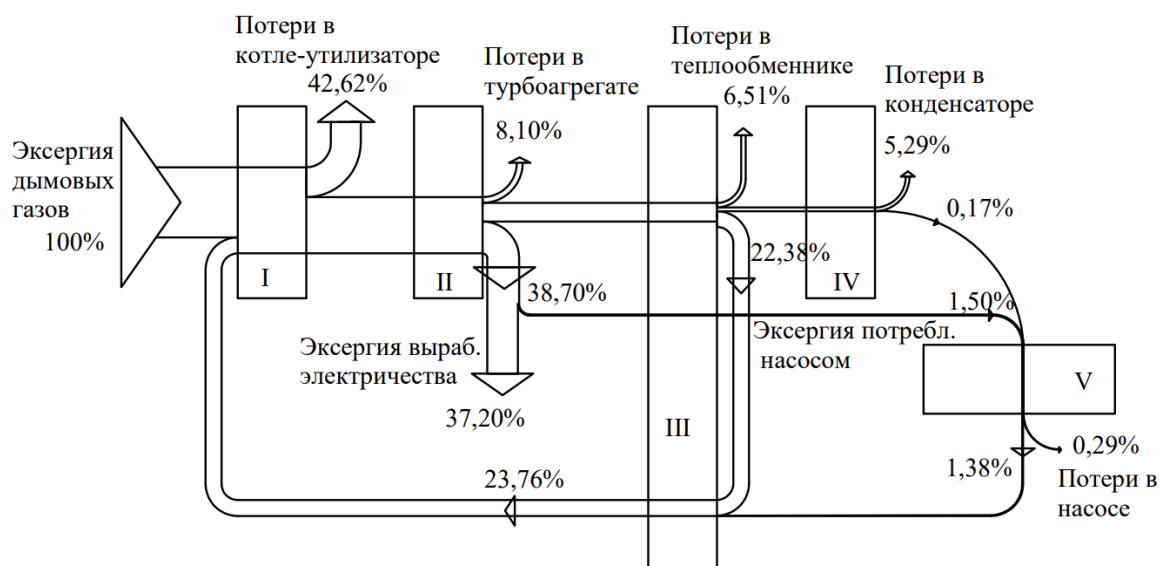


Рис. 1.17. Диаграмма потоков эксергии для турбоустановки с промежуточным перегревом рабочего тела [124]:

I – котел-утилизатор; II – турбоагрегат; III – теплообменник;
IV – конденсатор; V – насос

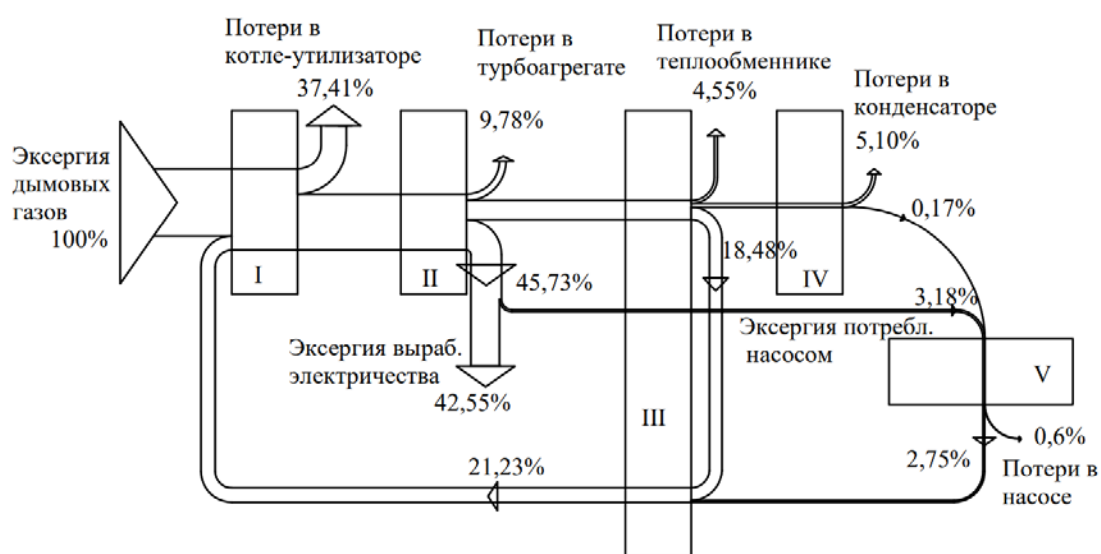


Рис. 1.18. Диаграмма потоков эксергии для турбоустановки с промежуточным перегревом на сверхкритических параметрах рабочего тела [124]:

I – котел-утилизатор; II – турбоагрегат; III – теплообменник;
IV – конденсатор; V – насос

Аналогичные результаты характерны и для других НКРТ. Таким образом, повышение параметров рабочего тела (температуры и давления) перед турбиной в ТУ на НКРТ, а также использование промежуточного перегрева приводят к повышению эксергетической эффек-

тивности. Однако остается неизвестным, какие параметры считать оптимальными.

1.5. Влияние начальных параметров низкокипящего рабочего тела на термодинамическую эффективность турбоустановок

Рассмотрим влияние температуры и давления рабочего тела перед турбиной на эффективность ТУ без теплообменного аппарата [125]. Полученные результаты представлены на примере R236EA, имеющего «сухую» характеристику линии насыщения, нулевой ОРП и ПГП, равный 1370. Результаты расчета представлены на рис. 1.19 в виде зависимостей эксергетического КПД от температур и давления НКРТ перед турбиной.

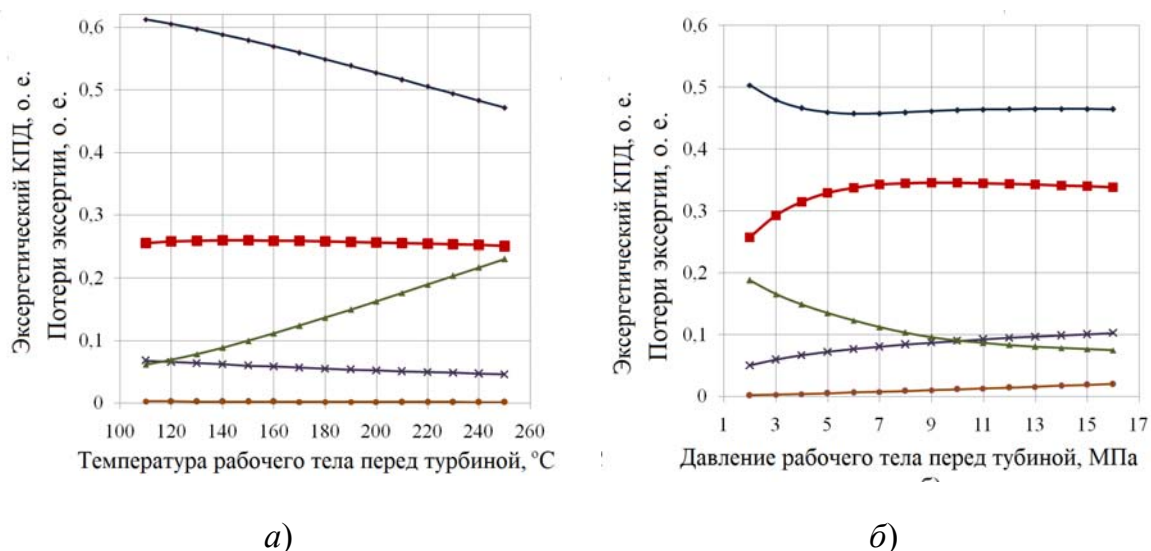


Рис. 1.19. Зависимость эксергетического КПД и потерь эксергии по элементам исследуемой схемы (без ТО) от температуры рабочего тела перед турбиной (а) и от давления рабочего тела перед турбиной (б) [125]:

■ – эксергетический КПД; + – потери в котле-утилизаторе;
 * – потери в турбоагрегаторе; * – потери в насосе; * – потери в конденсаторе

Из зависимости (рис. 1.19, а) можно видеть, что с ростом температуры эксергетический КПД растет незначительно и только до определенного значения (0,26 о. е.), после чего начинает снижаться. Изучив зависимость потерь эксергии по элементам исследуемой схемы от температуры НКРТ перед турбиной (рис. 1.19, а), можно видеть, что основное влияние на эксергетический КПД оказывают потери эксер-

гии в котле-утилизаторе (с увеличением температуры снижаются) и потери эксергии в конденсаторе (с увеличением температуры растут). Обладая более крутой характеристикой, потери эксергии в конденсаторе (по сравнению с потерями в котле-утилизаторе) приводят к изменению наклона кривой зависимости эксергетического КПД от температуры, и кривая начинает снижаться.

Из зависимости (рис. 1.19, б) можно заметить, что повышение давления, как и повышение температуры, приводит к повышению эффективности исследуемой схемы только до определенного значения (0,35 о. е.), после чего дальнейшее повышение давления становится нецелесообразным. Изучив зависимость потерь эксергии по элементам исследуемой схемы от давления НКРТ перед турбиной (рис. 1.19, б), можно наблюдать, что с ростом давления потери эксергии в конденсаторе снижаются (снижаются параметры на выходе из турбины), потери эксергии в турбоагрегате растут (увеличивается располагаемый теплоперепад), а потери эксергии в котле-утилизаторе сначала снижаются, потом меняют свое направление и начинают незначительно расти (первоначальный рост давления приводит к увеличению эксергии НКРТ, что сказывается на потерях эксергии в котле-утилизаторе).

Построив термодинамический цикл исследуемой схемы в $T-s$ диаграмме для эксергетически оптимального давления при неизменной температуре, представленный на рис. 1.10, можно увидеть, что для схемы без теплообменного аппарата эксергетически оптимальным не является давление, приводящее к наименьшим потерям эксергии в конденсаторе (как это принято для циклов на водяном паре, где параметры водяного пара на выходе турбины достигают правой пограничной кривой, т. е. области насыщенного пара).

В ряде работ [31, 126–128] для охлаждения перегретого НКРТ, покинувшего турбину, предлагается использовать теплообменный аппарат (регенерацию), в котором пары НКРТ подогревают конденсат рабочего тела, полученный в конденсаторе установки.

Аналогичные исследования проведены для схемы с теплообменным аппаратом (ТО) на выходе из турбины. В качестве рабочего тела, как и в предыдущих случаях, рассматривался фреон R236EA.

Результаты эксергетического расчета, представленные на рис. 1.21, а, в виде зависимости эксергетического КПД от температур НКРТ перед турбиной показывают, что, в отличие от схемы без теплообменного аппарата, любое повышение температуры приводит к росту эксерге-

тического КПД. При одинаковых температурах рабочего тела перед турбиной значения эксергетического КПД выше в схеме с теплообменным аппаратом. Анализ зависимости потерь эксергии по элементам исследуемой схемы от температуры НКРТ перед турбиной (рис. 1.21, *a*) показывает, что основное влияние на эксергетический КПД оказывают потери эксергии в теплообменнике (с ростом температуры растут) и потери эксергии в котле-утилизаторе (с ростом температуры снижаются).

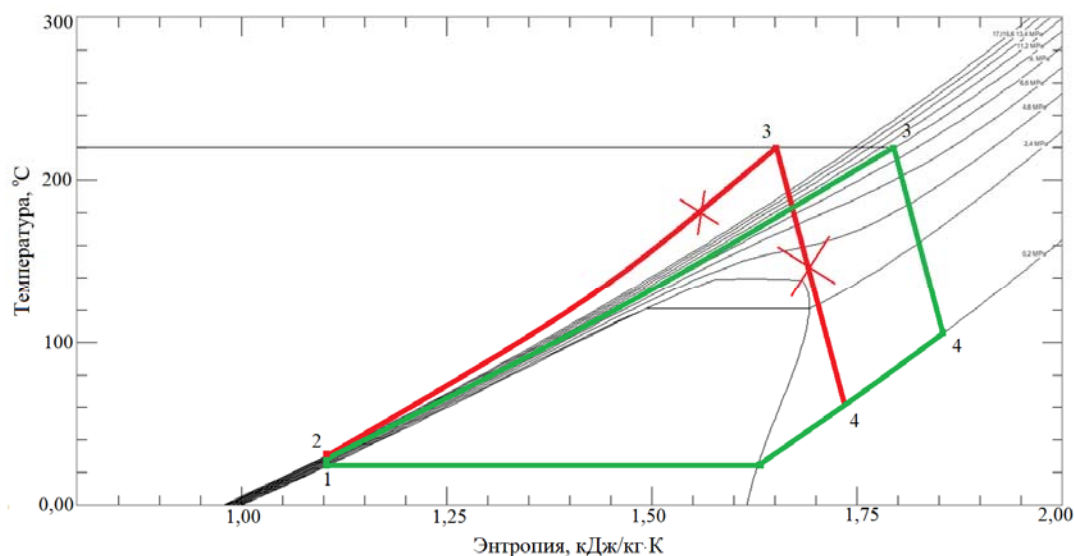


Рис. 1.20. Пример цикла ТУ без теплообменного аппарата в T - s координатах при оптимальном давлении НКРТ

Результаты эксергетического расчета, представленные на рис. 1.21, *б*, в виде зависимости эксергетического КПД от давления НКРТ перед турбиной показывают, что с ростом давления эксергетический КПД растет только до определенного значения (0,45 о. е.), после чего меняет свое направление и начинает снижаться. Причина этого кроется в изменении наклона кривой потерь эксергии в котле-утилизаторе (рис. 1.21, *б*).

Построив термодинамический цикл в T - s координатах для схемы с теплообменным аппаратом (рис. 1.22) при эксергетически оптимальном давлении и неизменной температуре видно, что оптимальным является меньшее по значению давление, чем для схемы без ТО. В свою очередь, это приводит к еще большему увеличению параметров на выходе турбины, чем для схемы без ТО, однако избежать этих потерь позволяет установленный после турбины теплообменный аппарат.

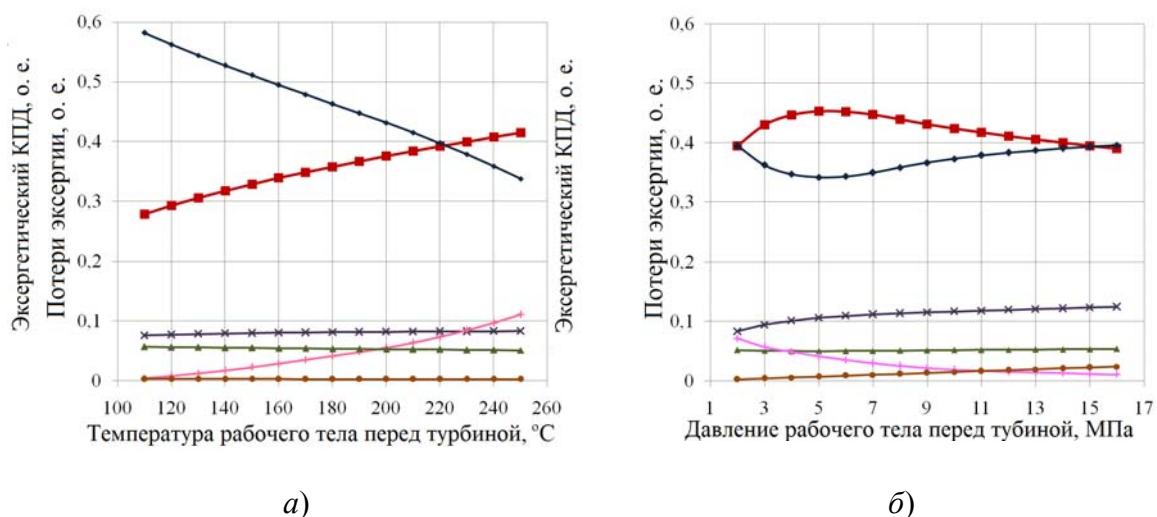


Рис. 1.21. Зависимость эксергетического КПД и потерь эксергии по элементам исследуемой схемы (с ТО) от температуры рабочего тела перед турбиной (а) и от давления рабочего тела перед турбиной (б) [125]:

- – эксергетический КПД; ● – потери в котле-утилизаторе; ✖ – потери в турбоагрегате; ◆ – потери в насосе; ★ – потери в конденсаторе; + – потери в теплообменнике

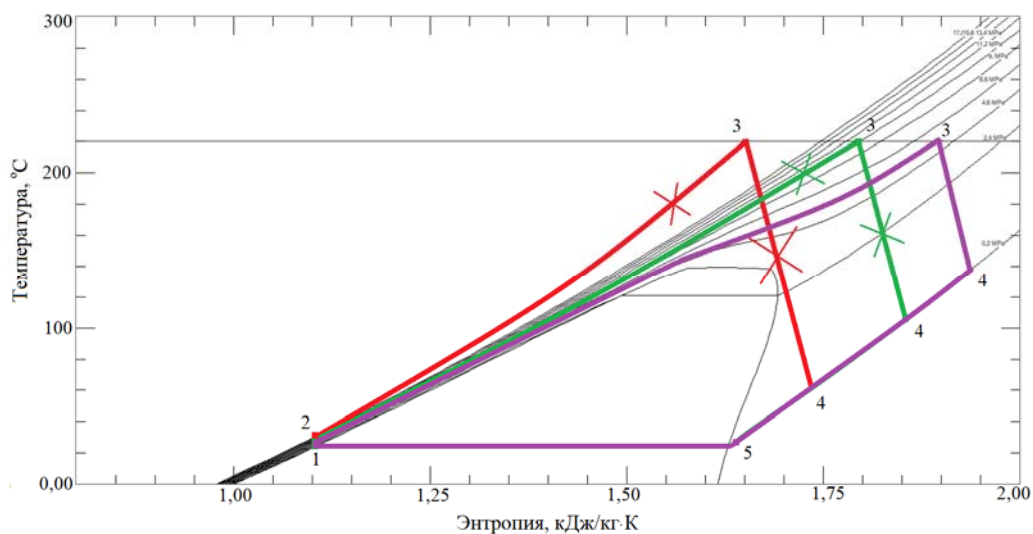


Рис. 1.22. Пример цикла ТУ с теплообменным аппаратом в $T-s$ координатах при оптимальном давлении НКРТ

Аналогичные результаты получены и для других НКРТ. Так, на рис. 1.23–1.28 представлены циклы ТУ в $T-s$ координатах для $R407C$, $R410A$, $R245FA$ как для схемы с теплообменным аппаратом (линии меньшей толщины), так и без него (линии большей толщины).

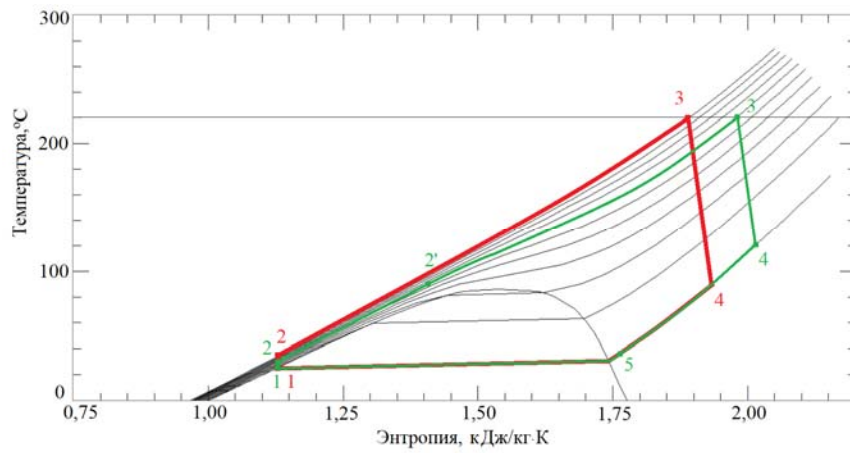


Рис. 1.23. Пример цикла ТУ в $T-s$ координатах при оптимальном давлении для $R407C$

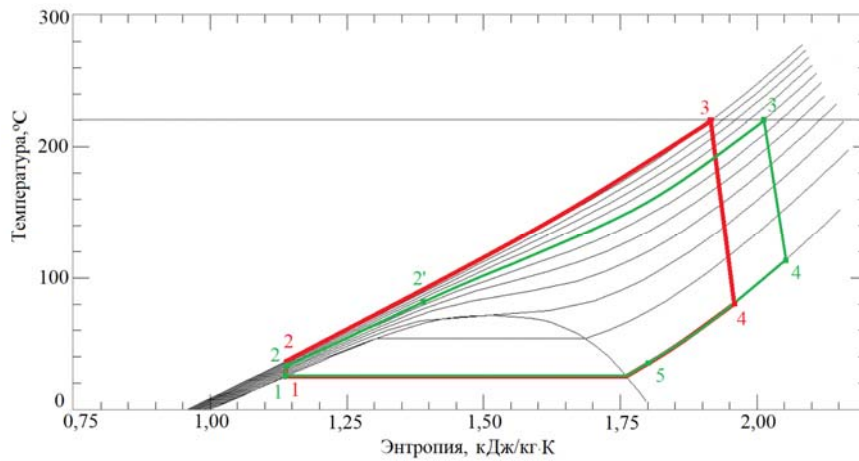


Рис. 1.24. Пример цикла ТУ в $T-s$ координатах при оптимальном давлении для $R410A$

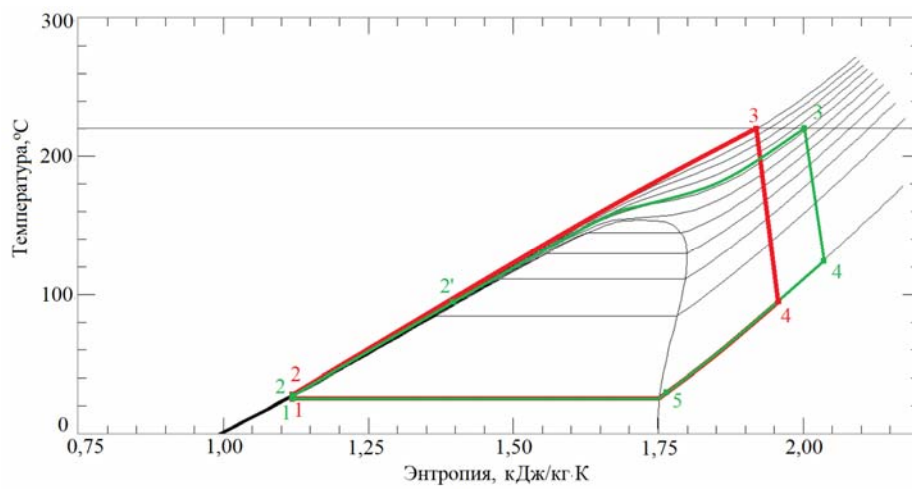


Рис. 1.25. Пример цикла ТУ в $T-s$ координатах при оптимальном давлении для $R245FA$

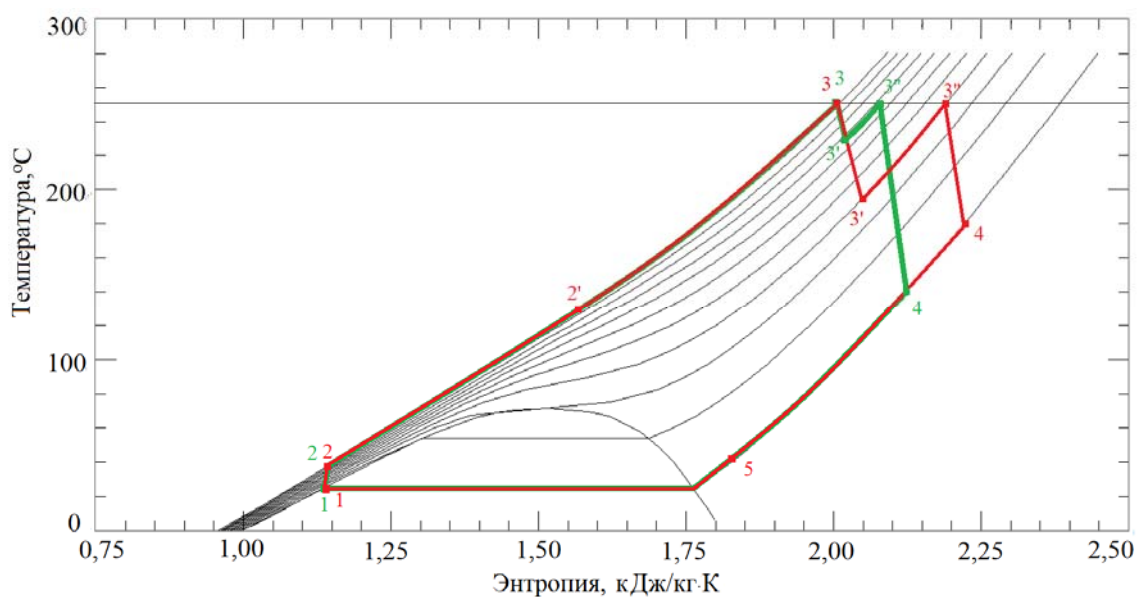


Рис. 1.26. Пример цикла ТУ для $R410A$ с промежуточным перегревом в $T-s$ координатах при оптимальном давлении НКРТ перед ЧНД турбины

Полученные результаты показывают, что даже для НКРТ с «влажной» характеристикой линии насыщенного пара на $T-s$ диаграмме оптимальными являются параметры, при которых рабочее тело на выходе из турбины находится все еще в перегретом состоянии.

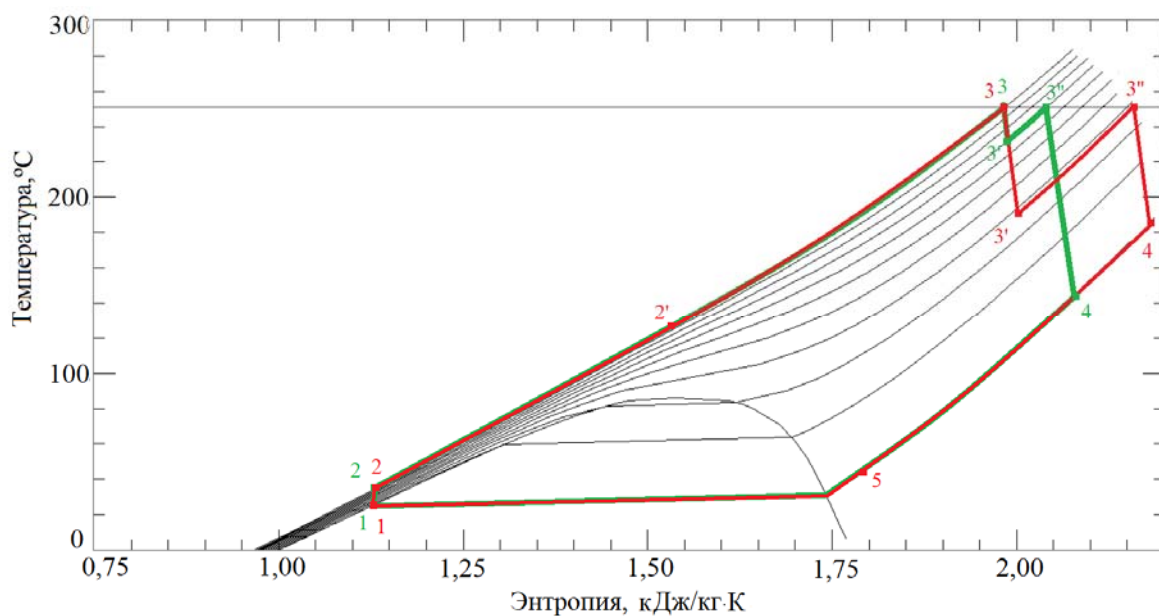


Рис. 1.27. Пример цикла ТУ для $R407C$ с промежуточным перегревом в $T-s$ координатах при оптимальном давлении НКРТ перед ЧНД турбины

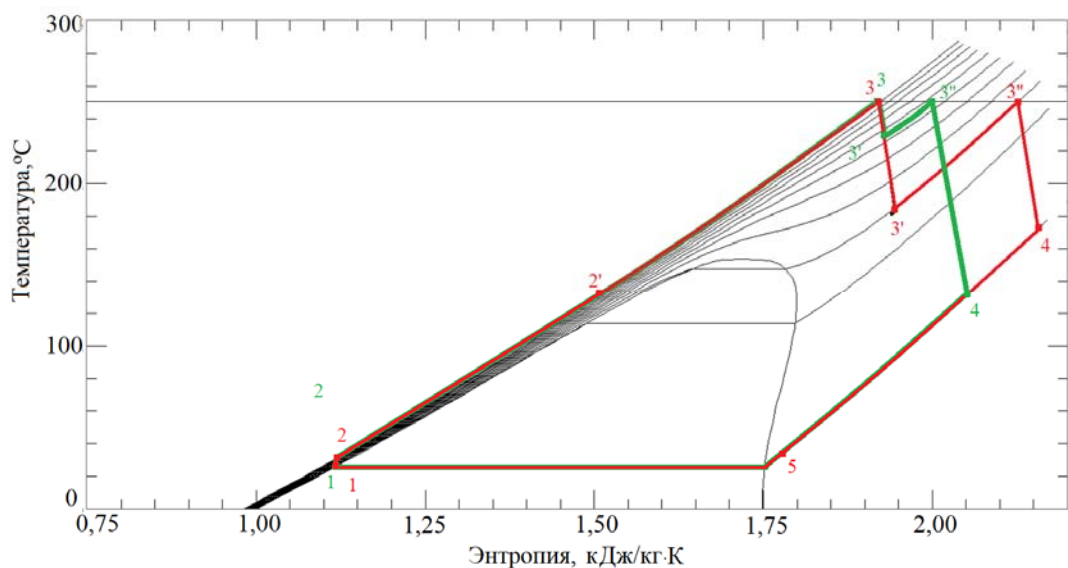
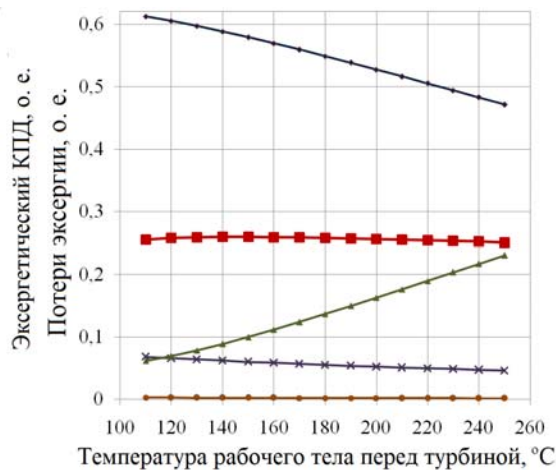


Рис. 1.28. Пример цикла ТУ для *R245FA* с промежуточным перегревом в T - s координатах при оптимальном давлении НКРТ перед ЧНД турбины

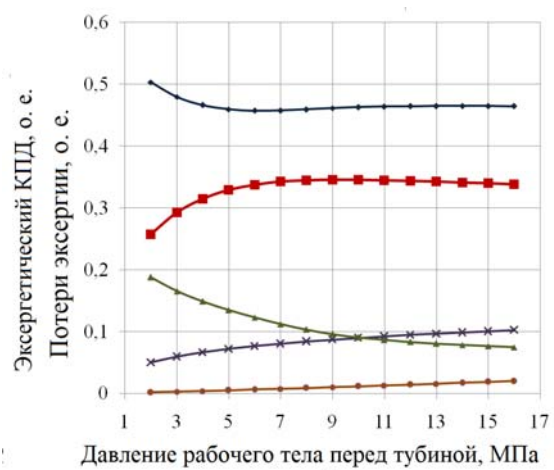
Для исследуемых схем были построены зависимости эксергетического КПД от давления при различных температурах НКРТ перед турбиной. Для каждой зависимости была определена точка, имеющая максимальное значение. Соединив точки «максимумов», получена кривая, характеризующая оптимальное соотношение температуры и давления перед турбиной (рис. 1.29).

Таким образом, построив линию максимальных КПД для определенной схемы, можно быстро и с достаточной степенью точности определять оптимальное давление НКРТ перед турбиной для данной температуры, а также прогнозировать эксергетический КПД установки при изменении параметров рабочего тела.

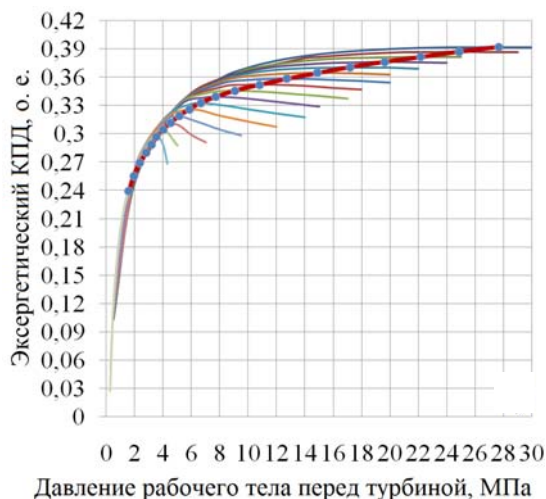
Сравнив линии максимальных КПД для двух схем с теплообменным аппаратом и без него, представленные на рис. 1.29, можно наблюдать, что при прочих равных условия на всем промежутке исследуемых температур (от 100 до 300 °C) большим эксергетическим КПД обладает цикл с теплообменным аппаратом (регенерацией). Можно также видеть, что при одинаковых температурах рабочего тела значение оптимального давления для схемы без теплообменного аппарата больше, чем для схемы с теплообменным аппаратом, и эта разница увеличивается с ростом температуры.



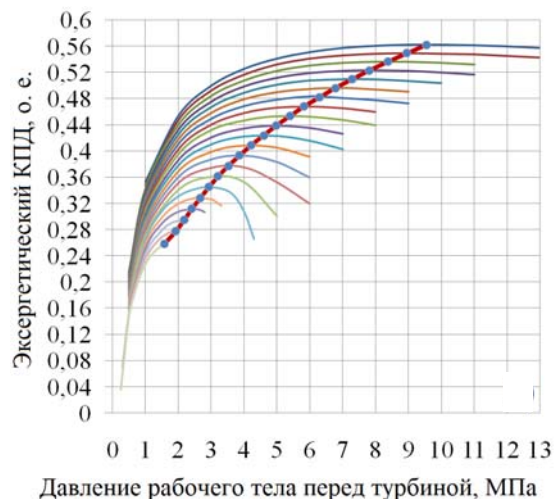
а)



б)



а)



б)

Рис. 1.29. Зависимость эксергетического КПД от давления при различных температурах рабочего тела (R236EA) для схемы без теплообменного аппарата (а) и для схемы с теплообменным аппаратом (б) [125]:

Температуры: — 300 — 290 — 280 — 270 — 260 — 250 — 240 — 230 — 220 — 210 — 200 — 190 — 180 — 170 — 160 — 150 — 140 — 130 — 120 — 110 — 100 — Линия максимумов

Из рис. 1.29 видно, что отклонение температуры от расчетных оптимальных параметров оказывает существенное влияние на эксергетический КПД, что зачастую характерно на практике при изменении режима работы оборудования (например, изменения режима работы стекловарной печи, для схемы с ТУ на ВЭР, либо нагрузки ГТУ для схемы ТУ с ГТУ). Так, температура отходящих газов стекловарной печи в зависимости от режима ее работы может изменяться более

чем на 100 °С, что соответственно приводит к соразмерному снижению и температуры НКРТ. Столь значительные отклонения температуры НКРТ зачастую не влияют на надежность работы оборудования ТУ на НКРТ, так как рабочее тело на выходе из турбины все еще остается в перегретом состоянии, однако приводят к снижению эффективности.

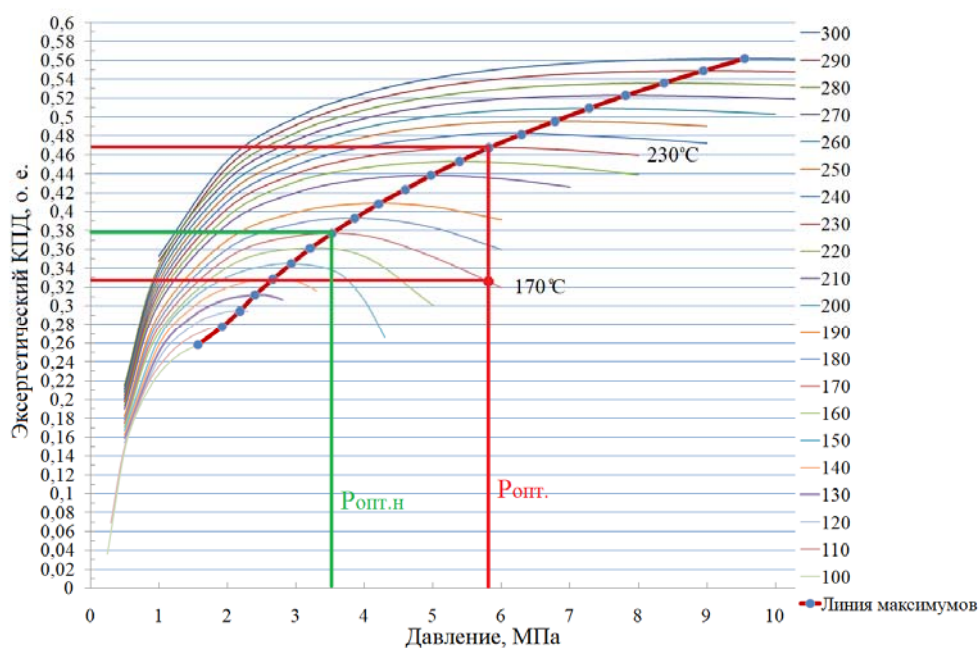


Рис. 1.30. Влияние температуры ВЭР (температуры НКРТ) на эффективность турбоустановки

Таблица 1.6

Расчет срока окупаемости частотно-регулируемого электропривода (ЧРП)

Показатели	Номинальный режим работы ТУ	Переменный режим работы ТУ	Переменный режим работы ТУ с ЧРП	Примечание
Количество тепла поступающее с ВЭР, МДж	3580	2506	2506	Исходные данные
НКРТ	R236EA	R236EA	R236EA	Исходные данные
Температура ВЭР, °С	400	300	300	Исходные данные

Показатели	Номиналь- ный режим работы ТУ	Перемен- ный режим работы ТУ	Перемен- ный режим работы ТУ с ЧРП	Приме- чание
Температура НКРТ	300	250	250	Исходные данные
Давление НКРТ, МПа	9,24	9,24	6,65	Программа*
Расход НКРТ, кг (м ³)/ч	149	111	111	Программа*
Электроэнергия, вырабатываемая генератором ($\mathcal{E}_Г$), кВт	310	194	189	Программа*
Электроэнергия, потребляемая насосом ($\mathcal{E}_Н$), кВт	34	25	18	Программа*
Электроэнергия, поступающая в сеть ($\mathcal{E}_с$), кВт	276	169	171	$\mathcal{E}_с = \mathcal{E}_Г - \mathcal{E}_Н$
Стоимость электроэнергии ($C_э$) руб./ кВт · ч	0,28666	0,28666	0,28666	Исходные данные
Удельная стоимость ЧРП ($C_{у\text{чрп}}$) руб/кВт	—	—	170	Исходные данные
Количество часов работы оборудования ($Ч_p$), ч	6132	6132	6132	Исходные данные
Экономия электроэнергии, ($\Delta\mathcal{E}$) кВт · ч/год	—	—	12264	$\Delta\mathcal{E} =$ $= (\mathcal{E}_{с.\text{чрп}} -$ $- \mathcal{E}_{с\text{без.чрп}})Ч_p$
Экономия денежных средств (ΔC), руб./год	—	—	3516	$\Delta C = \Delta\mathcal{E} \cdot C_э$
Стоимость ЧРП ($C_{\text{чрп}}$), руб.	—	—	5780	$C_{\text{чрп}} = C_{у\text{чрп}} \times$ $\times \mathcal{E}_{н.\text{ном.реж}}$
Срок окупаемости (K), лет	—	—	1,64	$K = \Delta C / C_{\text{чрп}}$

*Данные, полученные при помощи разработанной программы.

Предположим, некие действия привели к снижению температуры НКРТ на 60 °С (с 230 до 170 °С) в схеме с ТУ и регенерацией (рис. 1.30). Что соответственно, как видно из рис. 1.30, привело к снижению эксергетического КПД с 47,0 до 32,9 % при неизменном оптимальном для первоначального режима работы давлении ($P_{\text{опт}}$). Однако для вновь установившейся температуры (170 °С) существует свое оптимальное давление ($P_{\text{опт.н}}$) меньшее, чем первоначальное, при кото-

ром эксергетический КПД увеличивается с 32,9 до 37,9 %. То есть для переменных режимов работы (при изменяющейся температуре НКРТ) целесообразно изменять давление рабочего тела таким образом, чтобы оно имело оптимальное значение. Для этого может применяться частотно-регулируемый электропривод насоса с заданной зависимостью поддержания оптимального давления, в зависимости от температуры НКРТ перед турбиной. Расчет срока окупаемости частотно-регулируемого электропривода при снижении температуры с 300 до 250 °С представлен в табл. 1.6 и составляет 1,64 года.

1.6. Влияние параметров промежуточного перегрева низкокипящего рабочего тела на термодинамическую эффективность турбоустановок

Предварительные исследования показали, что использование промежуточного перегрева приводит к повышению эксергетической эффективности ТУ на НКРТ. Для детального исследования влияния параметров рабочего тела в промежуточном перегревателе на эксергетическую эффективность рассмотрены две схемы: с ТО на выходе из турбины, предназначенным для охлаждения перегретого НКРТ, и без ТО (рис. 2.5 и 2.6).

В качестве НКРТ рассматривался озонобезопасный фреон *R236EA*, имеющий «сухую» характеристику линии насыщения.

При помощи разработанной программы [129–131] изучено влияние температуры рабочего тела в промежуточном перегревателе на эффективность ТУ без ТО и с регенеративным ТО.

Результаты расчетов представлены на рис. 1.31 в виде зависимостей эксергетического КПД от температур НКРТ перед частью низкого давления (ЧНД) турбины. Из приведенных зависимостей видно, что рост температуры рабочего тела в обоих случаях приводит к повышению эксергетического КПД. Изучив зависимости потерь эксергии по элементам исследуемого цикла от температуры НКРТ перед частью низкого давления (ЧНД) (рис. 1.31), можно заметить, что основное влияние на эксергетический КПД оказывают потери эксергии в котле-утилизаторе (с увеличением температуры снижаются, так как увеличение температуры приводит к увеличению эксергии НКРТ), потери эксергии в конденсаторе (с ростом температуры увеличивается и температура на выходе из ЧНД, что приводит к увеличению потерь эксергии в конденсаторе) для схемы без ТО и потери эксергии в

теплообменнике соответственно для схемы с ТО. Однако влияние потерь эксергии в котле-утилизаторе оказывает решающее значение на рост кривой зависимости эксергетического КПД от температуры.

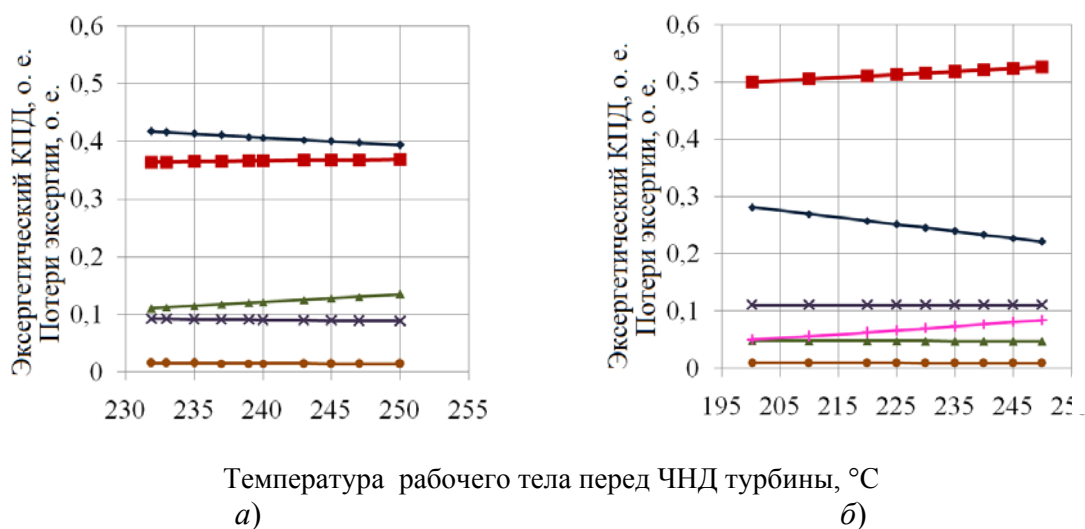


Рис. 1.31. Зависимости эксергетического КПД и потерь эксергии по элементам исследуемых схем от температуры рабочего тела перед ЧНД турбины:

а – цикл без теплообменного аппарата;

б – цикл с теплообменным аппаратом [132]:

■ – эксергетический КПД; ◆ – потери в котле-утилизаторе; ✕ – потери в турбоагрегате; + – потери в теплообменнике; ★ – потери в насосе; * – потери в конденсаторе

Изучено влияние давления рабочего тела в промежуточном перегревателе на эффективность ТУ без ТО и с ТО. Результаты расчетов представлены на рис. 3.8 в виде зависимостей эксергетического КПД от давления НКРТ перед ЧНД турбины. Из представленных зависимостей видно, что с ростом давления эксергетический КПД в обоих случаях растет только до определенного значения (0,37 о. е. и 0,52 о. е.), после чего начинает снижаться. Таким образом, повышение давления приводит к повышению эффективности исследуемой схемы только до определенного момента (0,37 о. е. и 0,52 о. е.), после чего дальнейшее повышение давления становится нецелесообразным. Изучив зависимости потерь эксергии по элементам исследуемой схемы от давления НКРТ перед ЧНД (рис. 1.32), можно заметить, что с ростом давления (и, как следствие, увеличением эксергии) потери эксергии в котле-утилизаторе сначала снижаются, потом меняют свое направление и начинают расти, а потери эксергии в конденсаторе (для схемы без те-

плообменного аппарата) и потери эксергии в теплообменнике (для схемы с теплообменным аппаратом) с ростом давления снижаются (увеличение давления приводит к снижению эксергии НКРТ на выходе из ЧНД турбины).

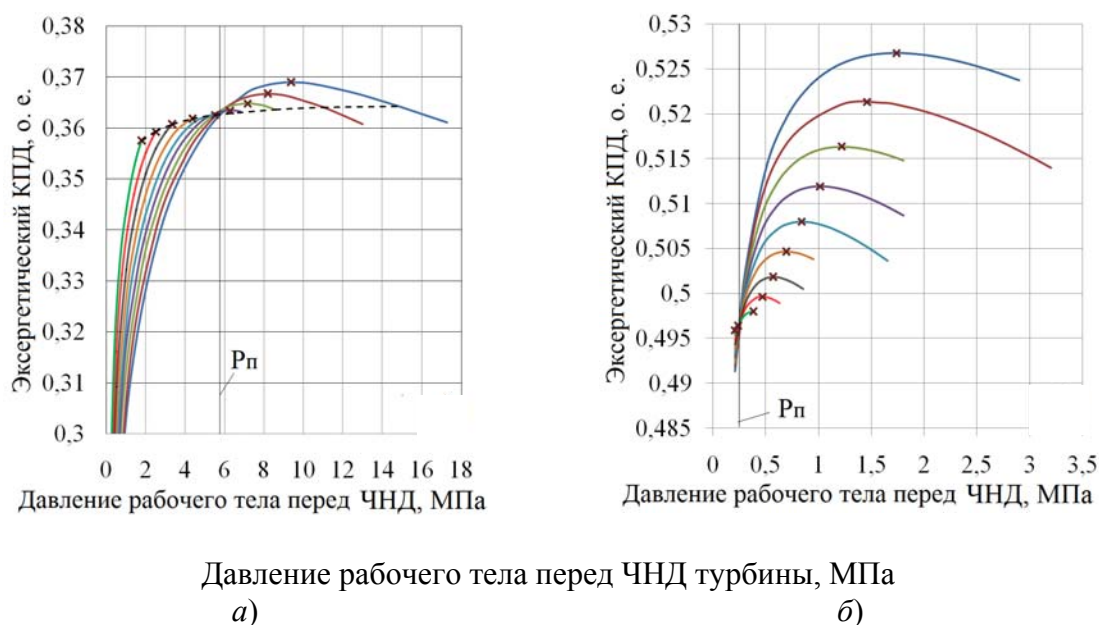


Рис. 1.32. Зависимости эксергетического КПД и потерь эксергии по элементам исследуемых схем от давления рабочего тела перед ЧНД турбины:

- а – цикл без теплообменного аппарата;
 б – цикл с теплообменным аппаратом [132]:
- – эксергетический КПД; – – потери в котле-утилизаторе; * – потери в турбоагрегате; + – потери в теплообменнике; + – потери в насосе;
 * – потери в конденсаторе

Для рис. 1.32 построены циклы ТУ в $T-s$ координатах для схем без ТО (более жирная линия) и с ТО (более тонкая линия), представленные на рис. 1.33, где в качестве давления перед ЧВД принималось оптимальное давление для схем без промежуточного перегрева. Для других НКРТ (R410A, R407C и R245FA) построены циклы в $T-s$ координатах для схем без и с ТО при одинаковых давлениях перед ЧВД и оптимальных давлениях перед ЧНД турбины (рис. 1.26–1.28). Из рисунков видно, что полученные результаты аналогичны результатам для схем на перегретом паре, а именно: оптимальными являются давления, при которых рабочее тело после ЧНД турбины остается все еще в перегретом состоянии, со значительной степенью перегрева (на значительном удалении от линии насыщенного пара). Оптимальное

давление в промежуточном перегревателе для схемы с регенерацией ниже, чем для схемы без регенерации. Использование теплообменного аппарата приводит к увеличению параметров НКРТ на выходе из ЧНД турбины.

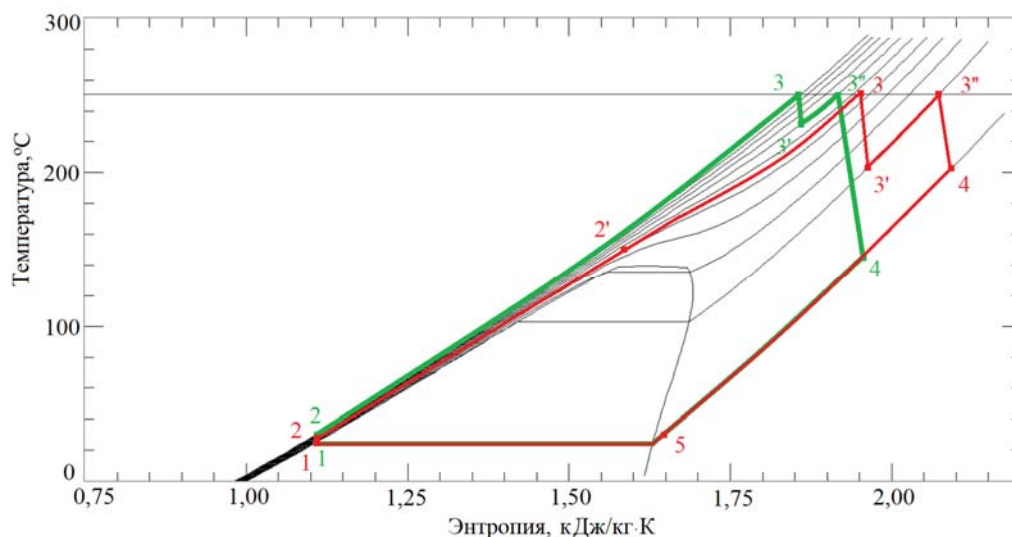


Рис. 1.33. Пример цикла турбоустановки с промежуточным перегревом в T - s координатах при оптимальном давлении НКРТ перед ЧНД турбины

Для исследуемых схем построены зависимости эксергетического КПД от давления при различных температурах НКРТ перед ЧНД турбины. Для каждой зависимости эксергетического КПД можно определить значение, характеризующееся максимальным эксергетическим КПД, который может быть получен для данной температуры рабочего тела перед ЧНД турбины (рис. 1.34).

Из рис. 1.34 и 1.35 видно, что при малых давлениях (менее 6 МПа – для схемы без регенерации и менее 0,24 МПа – соответственно для схемы с регенерацией) перегрев рабочего тела в промежуточном перегревателе приводит к снижению эксергетического КПД. Существует критическое (предельное) давление (6 МПа – для схемы с регенерацией и 0,24 МПа – для схемы без регенерации), при котором повышение температуры в промежуточном перегревателе не приводит к изменению эксергетического КПД; при давлениях больших критического (предельного) повышение температуры в перегревателе приводит к положительному эксергетическому эффекту, т. е. эксергетический КПД увеличивается. Таким образом, экстремумы функций зависимостей эксергетического КПД от давления при различных температурах перед ЧНД турбины, лежащие в области давлений, имею-

щих значение меньше критического, имеют параметры, равные параметрам на выходе из ЧВД турбины, т. е. максимальный эксергетический эффект достигается в случае отсутствия промежуточного перегрева.

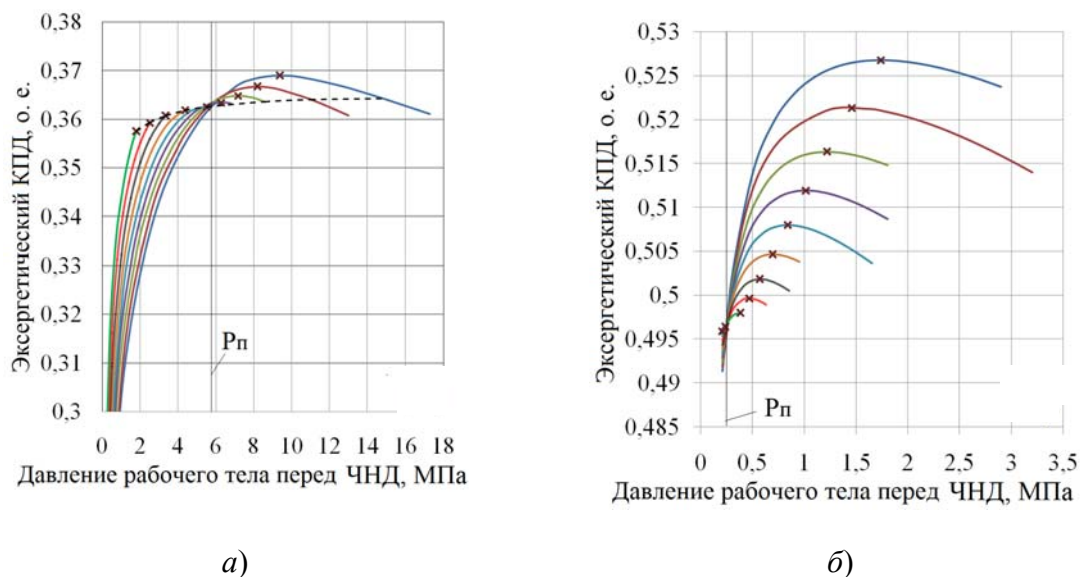


Рис. 1.34. Зависимости эксергетического КПД от давления при различных температурах НКРТ для схемы без теплообменного аппарата (а) и для схемы с теплообменным аппаратом (б) [132]:
Температуры: —250 —240 —230 —220 —210 —200 —190 —180 —170 —160 —157 * Экстремумы

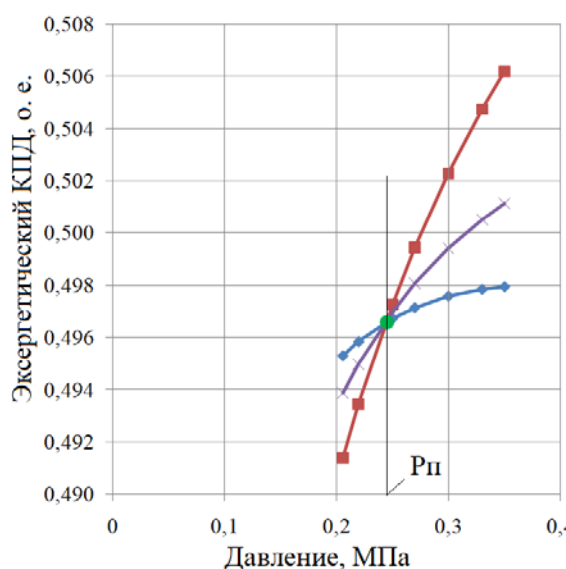


Рис. 1.35. Графическое пояснение к рис. 1.34:
— 170; — 250; — 200; • — критическая точка

Необходимо отметить, что при прочих равных условиях цикл с ТО является более эффективным, чем цикл без ТО во всем промежутке исследуемых параметров.

1.7. Эффективность турбоустановок со сверхкритическими параметрами озонобезопасных низкокипящих рабочих тел

Анализ влияния параметров рабочего тела на эксергетическую эффективность ТУ на НКРТ выявил существование оптимальных параметров рабочего тела, при которых достигается максимальный эксергетический КПД. Таким образом, следующим логичным этапом становится сравнение НКРТ по их эксергетической эффективности при термодинамически оптимальных для каждого рабочего тела параметрах.

Исследования проводились на примере ТУ с теплообменным аппаратом.

Для термодинамического анализа приняты следующие условия и исходные данные: объем, состав и температура продуктов сгорания неизменны во всех исследуемых случаях; температура на выходе из конденсатора (температура конденсации) равна 25 °С для всех рабочих тел; КПД элементов установки для всех исследуемых случаев одинаковы. При этом расход рабочего тела выбирался таким образом, чтобы обеспечивалась его необходимая температура на выходе из котла-утилизатора при неизменном объеме, составе и температуре продуктов сгорания. Выбор давления рабочего тела перед турбиной производился так, чтобы получить максимальный эксергетический КПД при данной температуре.

В ходе исследования выявлено, что для исследуемых НКРТ (рис. 1.36) последовательность расположения зависимостей эксергетического КПД от температуры при оптимальных с термодинамической точки зрения давлениях рабочих тел сохраняется во всем изучаемом интервале температур (от 100 до 300 °С). Иными словами, рабочее тело, доминирующее по эксергетическому КПД, является таковым при любой температуре в заданном интервале (от 100 до 300 °С). Предложено анализ рабочих тел по эксергетическому КПД осуществлять по произвольно выбранной температуре (250 °С) [26].

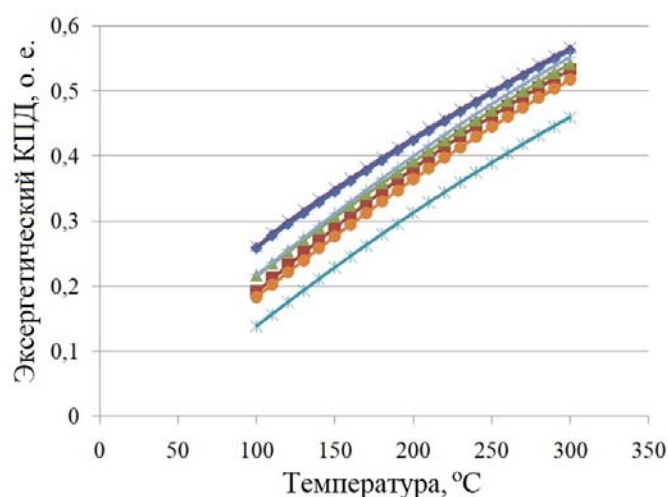


Рис.1.36. Зависимость эксергетического КПД от температуры для различных НКРТ [26]:
 — R236EA; — R125; — R134A; — R245FA;
 — R744; — R410A; — R1234YF

Таблица 1.7

Исследуемые хладагенты [26, 79, 86, 87, 133]

Рабочее тело	ОРП	ПГП (100 лет)	Критические параметры		L_k , кДж/кг	$P_{опт}$, МПа	$P_{н.конд}$, $\cdot 10^5$ Па	КПД _{экс} , %	Стои- мость
			$T_{кр}$, °C	$P_{кр}$, МПа					
Однокомпонентные хладагенты									
R134A	0	1360	101,1	4,1	177,8	10,4	6,7	47,0	C
R152A	0	124	113,3	4,5	279,4	9,0	6,0	46,6	C
R236EA	0	1370	139,3	3,5	155,6	6,8	2,1	49,6	C
R245FA	0	1030	154,0	3,7	190,3	6,0	1,5	50,0	C
R32	0	674	78,1	5,8	270,9	13,5	16,9	42,6	C
R1234YF	0	4	94,7	3,4	145,4	9,8	6,8	48,0	B
R1234ZE(E)	0	6	109,4	3,6	166,9	9,0	5,0	47,6	B
R1234ZE(Z)	0	1,4	150,1	3,5	206,0	5,5	1,8	49,4	B
Смесевые хладагенты									
R407A	0	2100	82,3	4,5	171,1	12,9	12,5	45,1	C
R407C	0	1700	86,0	4,6	188,4	12,6	11,9	44,9	C
R407D	0	1600	91,4	4,5	188,2	11,9	10,1	45,3	C
R407E	0	1500	88,5	4,7	200,8	12,4	11,5	44,8	C
R410A	0	2100	71,4	4,9	190,6	14,1	16,6	44,5	C
R413A	0	2000	96,6	4,0	156,1	10,9	7,8	46,5	C

Рабочее тело	ОРП	ПГП (100 лет)	Критические параметры		L_k , кДж/кг	$P_{опт}$, МПа	$P_{н.конд}$, $\cdot 10^5$ Па	КПД _{экс} , %	Стои- мость
			$T_{кр}$, °С	$P_{кр}$, МПа					
R417A	0	2300	87,1	4,0	140,1	11,9	9,8	46,2	С
R422B	0	2500	83,2	4,0	135,1	12,2	10,6	46,1	С
R423A	0	2200	99,1	3,6	148,7	10,1	6,1	47,5	С
R424A	0	2400	85,9	4,0	137,8	12,0	10,0	46,1	С
R425A	0	1500	93,9	4,5	204,3	11,6	9,7	45,3	С
R426A	0	1400	99,8	4,1	174,1	10,6	7,1	46,8	С
R427A	0	2200	85,3	4,4	176,4	12,3	11,4	45,3	С
R429A	0	21	127,1	5,2	345,3	8,9	5,9	47,9	С
R430A	0	120	107,0	4,1	271,3	9,3	6,5	47,5	С
R431A	0	46	100,3	4,9	297,6	10,8	10,0	47,3	С
R435A	0	30	125,1	5,4	368,5	9,1	6,1	47,1	С
R437A	0	1700	95,9	4,1	160,0	11,0	8,0	46,5	С
Природные хладагенты									
Диоксид углерода	0	1	31,0	7,4	119,65	21,9	64,3	38,9	Н
Аммиак	0	0	132,3	11,3	1165,78	13,0	10,1	39,9	Н
Пропан	0	3	96,7	4,3	335,73	10,5	9,5	47,5	Н
Изобутан	0	3	134,7	3,6	328,92	7,0	3,5	50,3	Н
Бутан	0	3	152,0	3,8	361,48	6,0	2,4	50,6	Н
Бутен	0	2	146,1	4,0	360,4	6,3	3,0	49,6	Н
Изобутен	0	3	144,9	4,0	358,9	6,5	3,0	49,6	Н
Изопентан	0	2	187,2	3,4	332,5	4,1	0,9	52,9	Н
Пентан	0	11	196,6	3,4	366,3	3,8	0,7	53,1	Н
Пропилен	0	3	91,1	4,6	334,9	10,8	11,5	46,0	Н

При помощи разработанной программы проведен расчет ТУ с применением озонобезопасных НКРТ, обладающих сравнительно небольшим потенциалом глобального потепления, при температуре 250 °С. Рабочие тела, некоторые их показатели, а также результаты расчетов представлены в табл. 1.7. Для удобства анализа полученные результаты на рис. 1.37 приведены в виде диаграммы, на которой представлены оптимальные давления и получаемый эксергетический КПД для исследуемых рабочих тел, а также их критические давления.

Также в табл. 1.7 представлена классификация НКРТ по стоимости. Все НКРТ разделены на рабочие тела с низкой стоимостью (Н), для которых стоимость не превышает 5 бел. руб./литр на оптовом рынке; со средней стоимостью (°С), для которых цена на оптовом рынке находится в пределах 5–15 бел. руб./литр и рабочие тела с высокой стоимостью (В) – более 15 бел. руб./литр.

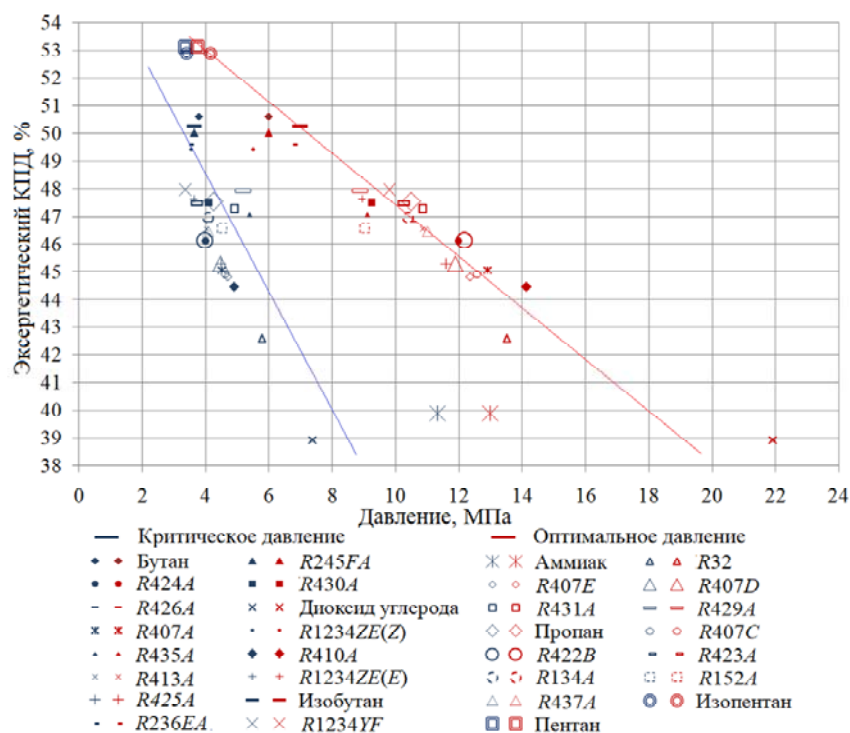


Рис. 1.37. Результаты исследований НКРТ [134]

Как видно из рис. 1.37, наибольшим эксергетическим КПД обладает природный хладагент: пентан (53,1 %), изопентан (52,9 %), бутан (50,6 %), изобутан (50,3 %). Они имеют низкий потенциал глобального потепления, но при этом пожаровзрывоопасны. Среди однокомпонентных хладагентов наибольший эксергетический КПД имеют *R245FA* (50,0 %), *R236EA* (49,6 %), *R1234ZE(Z)* (49,4 %), *R1234YF* (48,0 %), *R1234ZE(E)* (47,6 %), при этом *R245FA*, *R236EA* имеют высокий потенциал глобального потепления (ПГП *R245FA* = 1030, ПГП *R236EA* = 1370) и регламентируются Монреальским протоколом, а *R1234ZE(Z)*, *R1234YF*, *R1234ZE(E)* обладают высокой стоимостью. Среди многокомпонентных смесей гидрофторуглеродных хладагентов – *R429A* (47,9 %), *R430A* (47,5 %), *R423A* (47,5 %), *R431A* (47,3 %), *R435A* (47,1 %). Из них *R430A* и *R423A* имеют высокий потенциал глобального потепления (ПГП *R430A* = 120, ПГП *R423A* =

= 2200), а *R429A*, *R431A*, *R435A* имеют низкий ПГП и обладают хорошей эксергетической эффективностью, однако она более чем на 5 % ниже по сравнению с наиболее эффективными НКРТ (пентан и др.).

Из полученных результатов (рис. 1.37) следует, что для всех исследуемых рабочих тел при данной температуре НКРТ перед турбиной (250 °С) эксергетически оптимальные давления лежат в области сверхкритических значений. Можно наблюдать следующую закономерность: большим эксергетическим КПД обладают рабочие тела с меньшим критическим и оптимальным (с термодинамической точки зрения) давлениями. Однако такое утверждение не всегда справедливо, особенно для НКРТ с близкими по значению критическими параметрами. Это можно объяснить тем, что полученные результаты обладают неопределенностью (не превышающую 3 %), а также тем, что помимо критического давления на эксергетическую эффективность рабочего тела влияют и другие теплофизические свойства рабочего тела.

Закономерность эксергетического КПД ТУ от критического давления используемого рабочего тела можно представить в виде степенной функции $y = A^x$ (рис. 1.38).

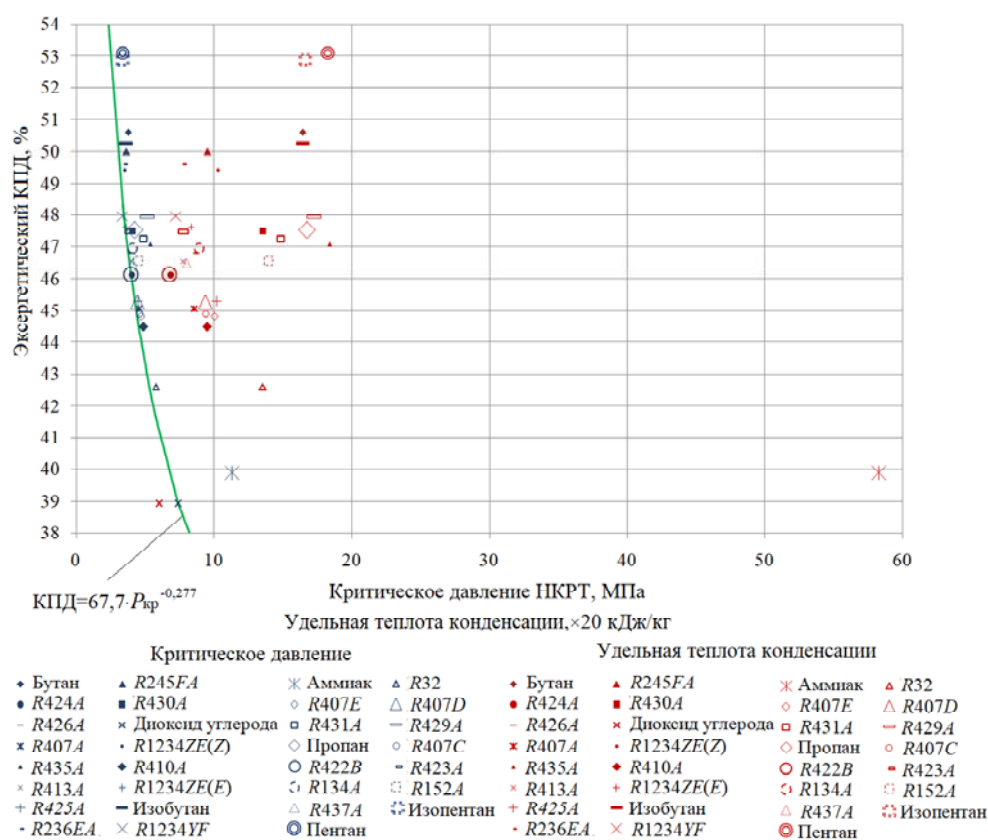


Рис. 1.38. Влияние теплофизических свойств рабочих тел турбоустановки на ее эффективность [134]

Из рисунка видно, что для некоторых НКРТ (аммиак, R429A, R431A и т. д.) получаемые значения степенной функции значительно отличаются от действительных КПД, и отличие тем больше, чем больше удельная теплота конденсации в конденсаторе ТУ (L_k). То есть удельная теплота конденсации в конденсаторе ТУ оказывает влияние на КПД. Таким образом, введя корреляционный коэффициент влияния удельной теплоты конденсации, можно повысить точность прогнозирования КПД. Представить такой коэффициент можно в виде степенной функции (рис. 1.39).

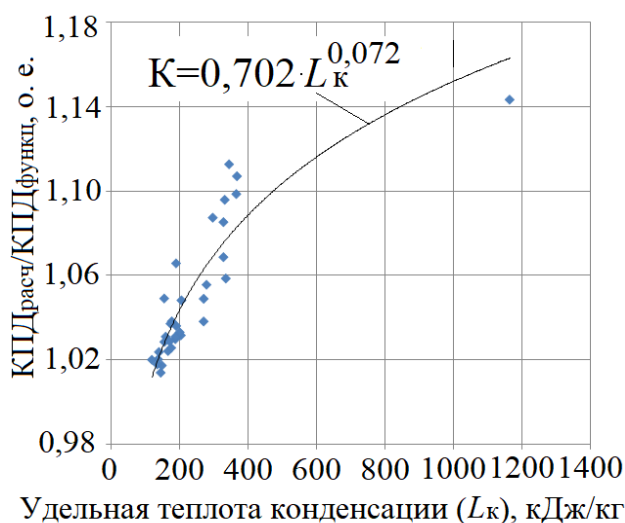


Рис. 1.39. Зависимость удельной теплоты конденсации от отношения расчетного и полученного эмпирическим путем КПД [134]

Из рис. 1.40 видно, что введение такого коэффициента позволяет более достоверно определять КПД со степенью неопределенности 4 %, что на 1 % больше, чем расчетным путем. Тогда общий вид зависимости эффективности турбоустановки [134, 135]:

$$\eta_e^{\text{ТУ}}(P_{\text{кр}}, L_k) = k P_{\text{кр}}^x L_k^y, \quad (1.3)$$

где $P_{\text{кр}}$ – критическое давление НКРТ, МПа; L_k – удельная теплота конденсации НКРТ в конденсаторе турбоустановки, кДж/кг.

С учетом полученных коэффициентов, представленных на рис. 1.38 и 1.39, зависимость (1.3) примет вид:

$$\eta_e^{\text{ТУ}} = 47,5 P_{\text{кр}}^{-27,7 \cdot 10^{-2}} L_k^{7,2 \cdot 10^{-2}}. \quad (1.4)$$

Полученная зависимость (1.4) позволяет проводить предварительный отбор термодинамически эффективных НКРТ для работы в турбоустановках на сверхкритических параметрах рабочего тела в диапазоне температур от 100 до 300 °С.

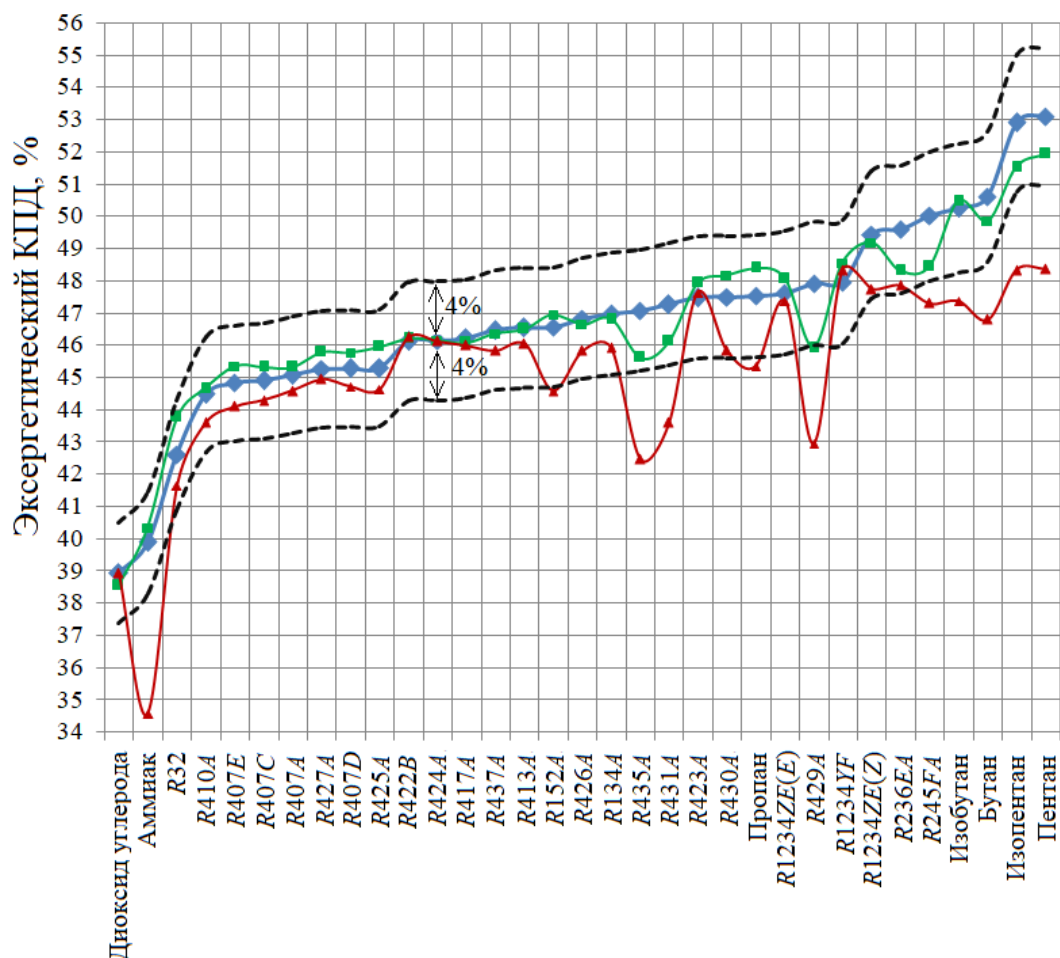


Рис. 1.40. Эксегетический КПД турбоустановки [134]:
 — КВДрасч.; — КВД = $67,7 \cdot P_{кр}^{-0,277}$; — КВД = $67,7 \cdot P_{кр}^{-0,277} \cdot K_{кор}$

Таким образом, при выборе НКРТ необходимо руководствоваться критическими параметрами (температурой и давлением) и удельной теплотой конденсации. А на эксегетическую эффективность оказывает влияние не только критическая температура, как отмечалось в работе [99], но и критическое давление (чем меньше критическое давление, тем выше эксегетическая эффективность НКРТ).

При анализе эксегетического КПД (рис. 1.36) видно, что все кривые зависимостей эксегетического КПД от температуры при термодинамически оптимальных давлениях имеют исходный вид и угол наклона, тогда математически их можно описать при помощи полинома:

$$\eta_e^{\text{ТУ}}(t) = A \cdot t^2 + B \cdot t + C, \quad (1.5)$$

где A , B , C – коэффициенты, ед.; t – температура НКРТ на входе в ТУ, °С.

Коэффициенты A и B определялись на основании имеющихся данных и составили: $A = -17,5 \cdot 10^{-5}$ ед.; $B = 228,6 \cdot 10^{-3}$ ед.

Коэффициент C отвечает за «перемещение» кривой $\eta_e^{\text{ТУ}}(t)$ по оси ординат и зависит от свойств НКРТ. Значение коэффициента C определялось из формул (1.4) и (1.5) и составило:

$$C = 47,5 \cdot P_{\text{кр}}^{-27,7 \cdot 10^{-2}} \cdot L_{\text{к}}^{7,2 \cdot 10^{-2}} - 46,0. \quad (1.6)$$

Тогда зависимость эксергетического КПД турбоустановки от температуры НКРТ перед турбиной при термодинамически оптимальных значениях давления НКРТ примет вид:

$$\eta_e^{\text{ТУ}}(t, P_{\text{кр}}, L_{\text{к}}) = -17,5 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 + 228,6 \cdot 10^{-3} \cdot t + 47,5 \cdot P_{\text{кр}}^{-27,7 \cdot 10^{-2}} \cdot L_{\text{к}}^{7,2 \cdot 10^{-2}} - 46,0. \quad (1.7)$$

Анализ получаемых при помощи зависимости (1.7) результатов представлен на рис. 1.41, погрешность не превышала 10 % в диапазоне температур от 100 до 300 °С. Аналогичные результаты характерны и для других НКРТ. Таким образом, полученная зависимость (1.7) позволяет определять эксергетический КПД турбоустановки в диапазоне температур НКРТ перед турбиной от 100 до 300 °С при термодинамически оптимальных (сверхкритических) значениях давления НКРТ перед турбиной для различных НКРТ, а также проводить предварительный отбор термодинамически эффективных НКРТ для работы в турбоустановках на сверхкритических параметрах рабочего тела.

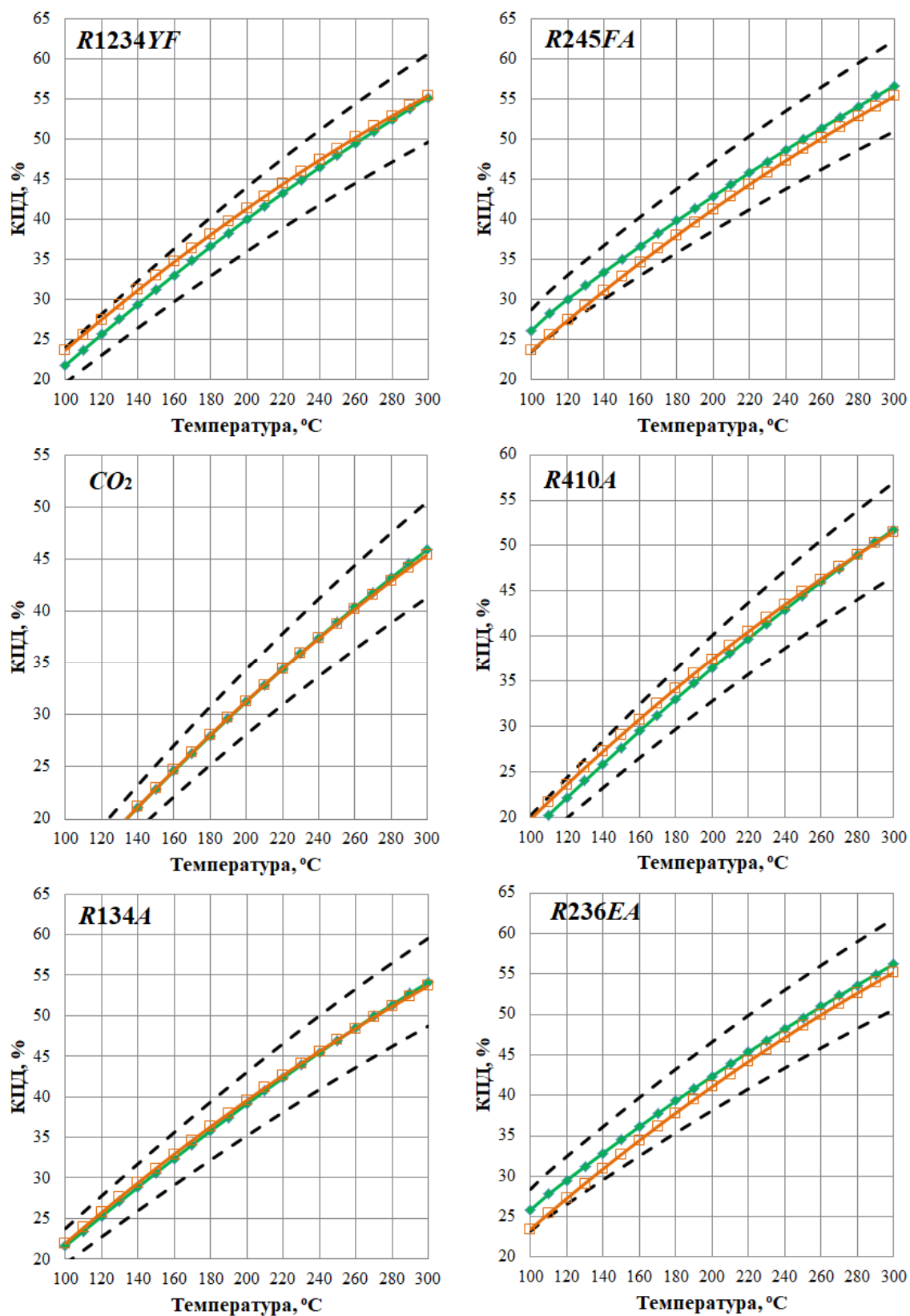


Рис. 1.41. Графические зависимости $\eta_e(t)$ [135]:
 — — — действительные значения; — — — расчетные значения;
 - - - область погрешности в 10 %

1.8. Эффективность турбоустановок с промежуточным перегревом низкокипящих рабочих тел

С помощью программы [129–131] проведен анализ НКРТ при термодинамически оптимальных параметрах рабочего тела для схемы на перегретом паре и с промежуточным перегревом. При этом (исходя из цели термодинамической оптимизации) считается, что при каждом изменении исследуемых параметров (температуры и давления) оборудование подбирается таким образом, чтобы его показатели эффективности оставались неизменными. Исходные данные представлены в табл. 1.8. Результаты исследований представлены в табл. 1.9.

Таблица 1.8

Исходные данные

Параметр	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 НКРТ на выходе из конденсатора, °C	25
Температура ВЭР на входе в КУ, °C	300
Максимально допустимая температура рабочего тела перед турбиной, °C	250
Максимально допустимая температура НКРТ после промежуточного перегрева, °C	250
Максимально допустимое давление рабочего тела перед турбиной, МПа	20

Анализ полученных результатов (табл. 1.9) показывает, что использование промежуточного перегрева приводит к повышению эксергетической эффективности ТУ на НКРТ. В среднем для исследуемых рабочих тел прирост эксергетического КПД составляет 4,7 %. При этом для некоторых рабочих тел (например, R717, R32) прирост эксергетического КПД значительно превосходит средние результаты и достигает 8,1 и 6,6 % соответственно, что обусловлено их теплофизическими свойствами.

Из полученных результатов видно, что давление рабочего тела

перед частью высокого давления (ЧВД) турбины в схеме с промежуточным перегревом НКРТ во всех случаях выше, чем в схеме на перегретом паре.

Таблица 1.9

Результаты исследования [79, 86, 87]

Название НКРТ	ТУ на перегретом паре			ТУ с промежуточным перегревом					ΔКПД, %
	Параметры НКРТ перед турбиной		КПД, %	Параметры НКРТ перед ЧВД турбины		Параметры НКРТ перед ЧНД турбины		КПД, %	
	<i>T</i> , °C	<i>P</i> , МПа		<i>T</i> , °C	<i>P</i> , МПа	<i>T</i> , °C	<i>P</i> , МПа		
<i>R125</i>	250	13,3	46,2	250	16,9	250	5,9	49,7	3,5
<i>R134A</i>	250	10,4	47,0	250	14,7	250	4,3	51,4	4,4
<i>R152A</i>	250	9,0	46,6	250	13,1	250	3,4	51,8	5,2
<i>R245FA</i>	250	6,0	50,0	250	8,2	250	1,9	53,7	3,7
<i>R32</i>	250	13,5	42,6	250	20,2	250	6,8	49,2	6,6
<i>R1234YF</i>	250	9,8	48,0	250	13,2	250	3,9	51,8	3,8
<i>R1234ZE(E)</i>	250	9,0	47,6	250	13,0	250	3,1	51,7	4,1
<i>R1234ZE(Z)</i>	250	5,5	49,4	250	7,7	250	1,9	53,8	4,4
<i>R1233ZD(E)</i>	250	4,9	49,9	250	6,6	250	1,6	54,0	4,1
<i>R407A</i>	250	12,9	45,1	250	18,3	250	6,0	49,6	4,5
<i>R410A</i>	250	14,1	44,7	250	18,7	250	6,6	49,7	5,0
<i>R744</i>	250	21,9	38,0	250	24,9	250	13,2	43,8	5,8
<i>R717</i>	250	13,0	39,9	250	19,5	250	5,3	48,0	8,1
<i>R290</i>	250	10,5	47,6	250	13,5	250	4,6	51,9	4,3
<i>R600A</i>	250	7,0	50,3	250	8,9	250	2,2	53,9	3,6

Современные высокоэффективные хладагенты (*R1234ZE(E)*, *R1234YF*, *R1234ZE(Z)*, *R1233ZD(E)*) при высоких показателях эксергетической эффективности исследуемых схем обладают относительно небольшими оптимальными давлениями рабочего тела. Также высоким эксергетическим КПД при малых оптимальных давлениях рабочего тела обладают *R600A* и *R245FA*.

Для анализа влияния промежуточного перегрева на потери эксергии по элементам турбоустановки составлена табл. 1.10 и диаграммы потоков эксергии (рис. 1.42 и 1.43), в которой отражены потери эксергии по элементам установки на примере хладагента *R245FA*.

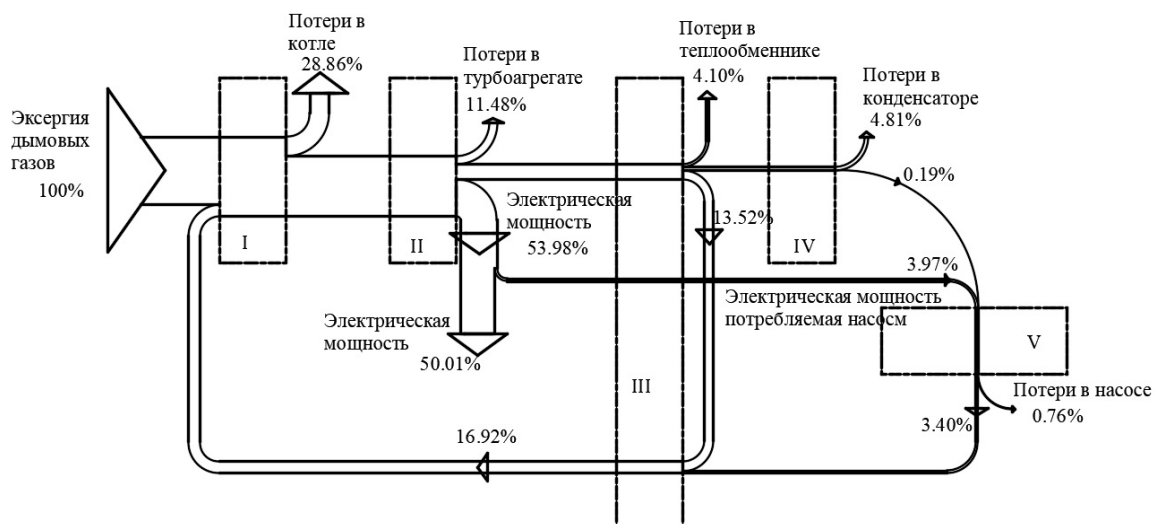


Рис. 1.42. Диаграмма потоков эксергии для турбоустановки на перегретом паре:

I – котел-утилизатор; II – турбоагрегат; III – теплообменный аппарат; IV – конденсатор; V – насос

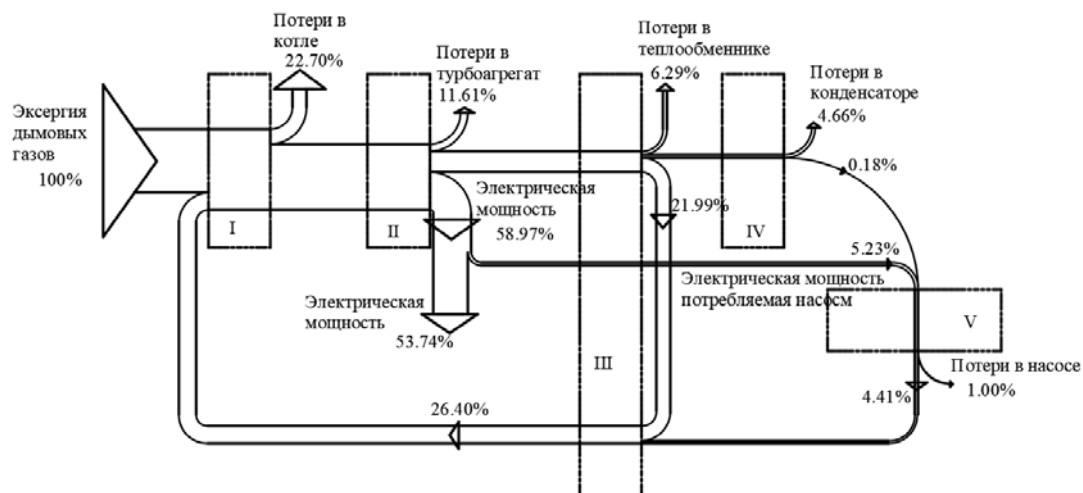


Рис. 1.43. Диаграмма потоков эксергии для турбоустановки с промежуточным перегревом:

I – котел-утилизатор; II – турбоагрегат; III – теплообменный аппарат; IV – конденсатор; V – насос

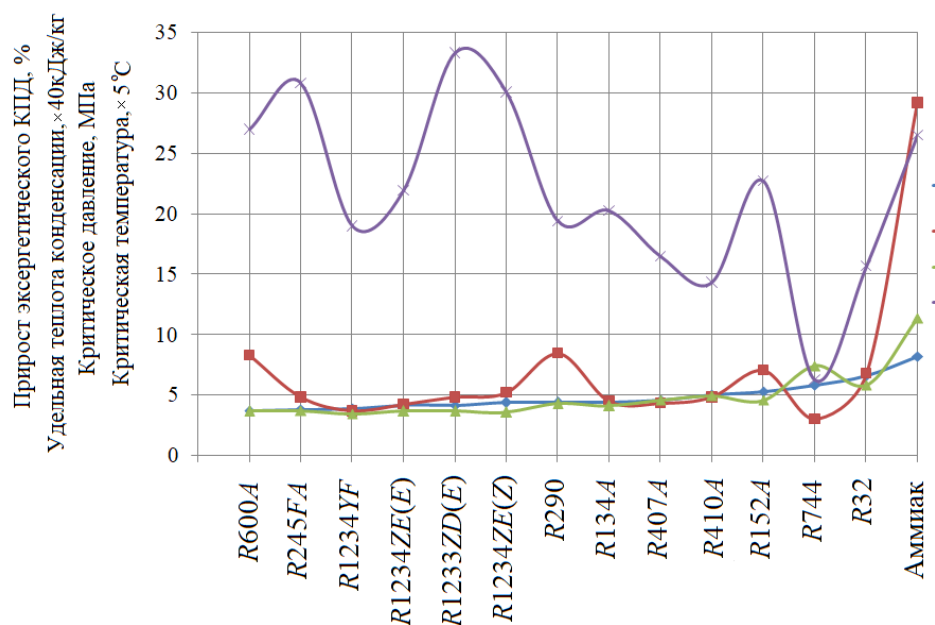


Рис. 1.44. Влияние теплофизических свойств на прирост эксергетической эффективности турбоустановки:

- прирост эксергетической эффективности (КПД);
- удельная теплота конденсации; — критическое давление;
- критическая температура

Таблица 1.10

Показатели для анализа схем турбоустановки на НКРТ

Вариант схемы	На перегретом паре	С промежуточным перегревом рабочего тела
Суммарные потери эксергии:		
в котле-утилизаторе, %	28,9	22,7
турбоагрегате, %	11,5	11,6
теплообменнике, %	4,1	6,3
конденсаторе, %	4,8	4,7
насосе, %	0,8	1,0
Эксергия, передаваемая в теплообменном аппарате, %	13,5	22,0
Эксергия вырабатываемой в турбоагрегате электрической энергии, %	54,0	59,0
Эксергия потребляемой насосом электрической энергии, %	4,0	5,2
Эксергия отпускаемой в сеть электрической энергии, %	50,0	53,8

Из табл. 1.10 следует, что промежуточный перегрев при термодинамически оптимальных параметрах рабочего тела перед ЧВД и ЧНД приводит к снижению потерь эксергии в котле-утилизаторе, к значительному увеличению регенерации в теплообменном аппарате, к увеличению потери эксергии в насосе (вследствие увеличения давления рабочего тела перед турбиной), к перераспределению потерь эксергии в турбоагрегате, теплообменном аппарате и конденсаторе: к увеличению потерь эксергии в турбоагрегате (вследствие роста располагаемого теплоперепада) и теплообменном аппарате (вследствие увеличения эксергии НКРТ на выходе из ЧНД турбины), к снижению потери эксергии в конденсаторе (вследствие уменьшения количества рабочего тела, циркулирующего в цикле, и, как следствие, уменьшения количества рабочего тела, поступающего в конденсатор).

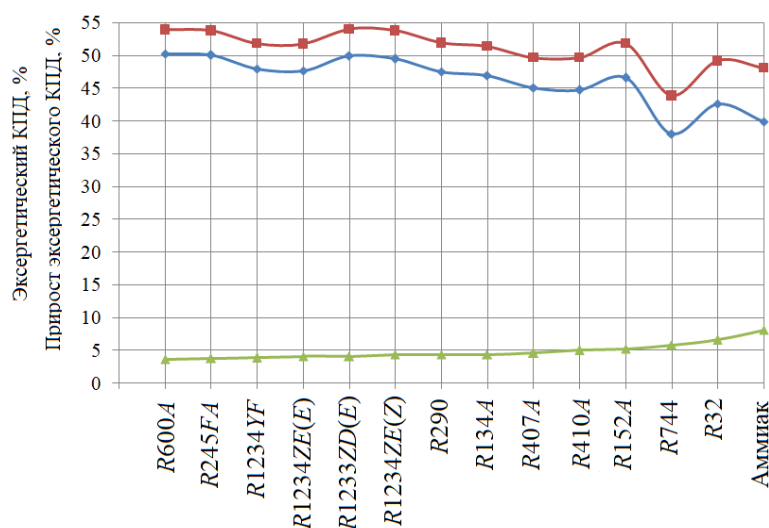


Рис. 1.45. Влияние эксергетического КПД ТУ на прирост эффективности вследствие использования промежуточного перегрева:

- ♦— эксергетический КПД ОЦР на перегретом паре;
- эксергетический КПД ОЦР с промышленным перегревом;
- ▲— прирост эксергетической эффективности (КПД)

Из рис. 1.44 видно, что НКРТ с большим критическим давлением обладают большим приростом в эффективности от использования промежуточного перегрева, однако помимо критического давления прослеживается и влияние удельной теплоты конденсации. Таким образом, более верно будет утверждение: чем ниже эксергетический КПД ТУ на перегретом паре, тем выше эффективность применения промежуточного перегрева (рис. 1.45).

Глава 2. ТРИГЕНЕРАЦИЯ И ПОЛИГЕНЕРАЦИЯ

2.1. Тригенерационные турбоустановки

Централизованное хладоснабжение и тригенерация рассматривается авторами [136–141] как исключительно эффективное энергосберегающее мероприятие, приводящее, кроме всего прочего, к снижению выбросов вредных веществ в окружающую среду [142].

В последнее время учеными стран СНГ уделяется большое внимание вопросам тригенерации и полигенерации. В русскоязычной литературе получили широкое распространение тригенерационные установки на базе ПГУ. Так, в работах [143–146] рассмотрены тригенерационные схемы на базе ПГУ с различными вариантами применения термотрансформаторов. Авторами произведен анализ следующих схем тригенерации на базе ПГУ [143–146]:

1) конденсационного типа с парокompрессионной теплонасосной установкой (ПТНУ) для производства тепла и абсорбционной холодильной машиной (АХМ) для производства холода (раздельная генерация);

2) теплофикационного типа с ПТНУ для производства тепла и АХМ для производства холода (раздельная генерация);

3) конденсационного типа с теплонасосной установкой парокompрессионного типа для одновременного получения тепла и холода (совмещенная генерация);

4) теплофикационного типа с теплонасосной установкой парокompрессионного типа для одновременного получения теплоты и холода (совмещенная генерация).

На рис. 2.1 и 2.2 представлены схемы ПГУ–КЭС (конденсационная электростанция) с ПТНУ и АХМ (раздельная генерация) и ПГУ–ТЭЦ с ПТНУ (совмещенная генерация). Достоинством такого рода схем тригенерации является более высокая энергетическая эффективность, чем классических паротурбинных установок. При этом данные схемы обладают следующими особенностями: в качестве источника энергии рассматриваются только ГТУ, а в качестве рабочего тела турбоустановок выступает водяной пар, что ограничивает область применения предлагаемых схем тригенерации и несет все ограничения и особенности работы турбин на водяном паре.

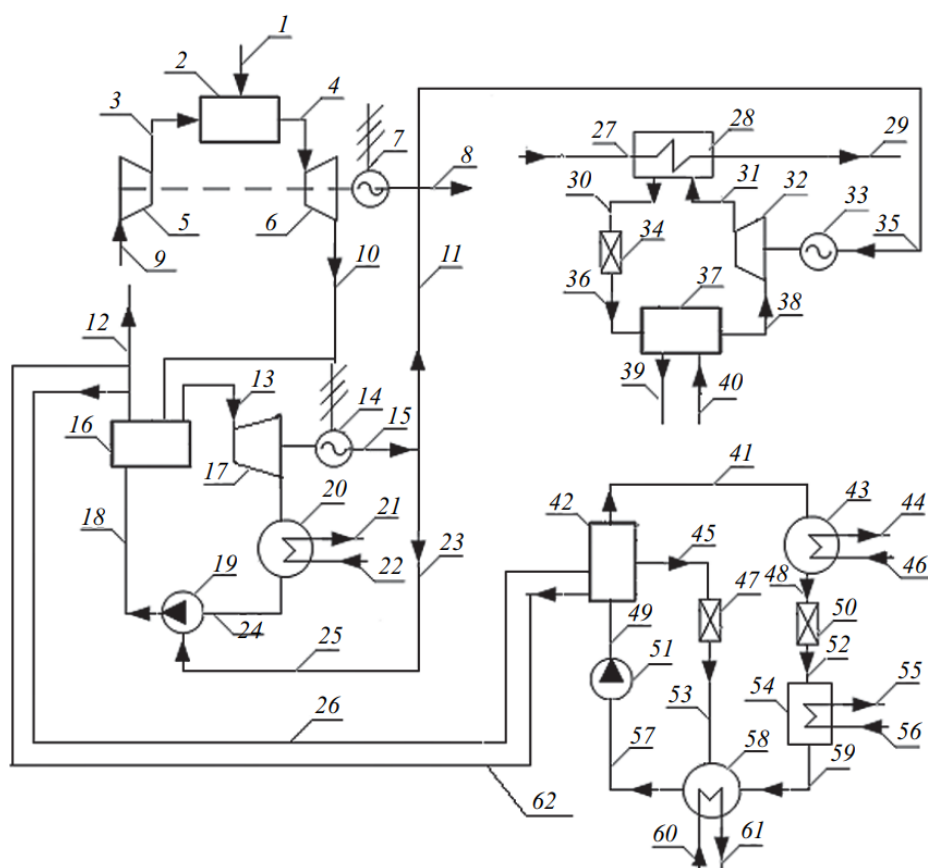


Рис. 2.1. Принципиальная схема тригенерационной установки конденсационного типа с отдельной генерацией [143–146]

На рис. 2.1 представлены следующие элементы: 1 – подача топлива в камеру сгорания ГТУ; 2 – камера сгорания ГТУ; 3 – вход воздуха в камеру сгорания ГТУ; 4 – подача рабочего тела на газовую турбину; 5 – компрессор ГТУ; 6 – газовая турбина; 7 – электрогенератор ГТУ; 8 – подача электроэнергии от ПГУ во внешнюю сеть; 9 – вход воздуха в компрессор ГТУ; 10 – подача выхлопных газов газовой турбины в котел-утилизатор ПТУ; 11 – подача электроэнергии от генератора ПТУ во внешнюю сеть; 12 – уходящие газы котла-утилизатора; 13 – подача пара из котла-утилизатора в паровую турбину; 14 – электрогенератор ПТУ; 15 – выход электроэнергии из генератора ПТУ; 16 – котел-утилизатор ПТУ; 17 – паровая турбина ПТУ; 18 – вход питательной воды в котел-утилизатор; 19 – питательный насос ПТУ; 20 – конденсатор ПТУ; 21 – выход циркуляционной воды из конденсатора ПТУ; 22 – вход циркуляционной воды в конденсатор ПТУ; 23 – подача электроэнергии на собственные нужды; 24 – выход конденсата из конденсатора ПТУ; 25 – подача электроэнергии к питательному насосу ПТУ; 26 – подвод уходящих газов котла-утилизатора

к парогенератору (испарителю) АХМ; 27 – обратная сетевая вода от потребителя; 28 – конденсатор ПТНУ; 29 – отвод тепла от конденсатора 28 ПТНУ; 30 – выход рабочего тела из конденсатора ПТНУ; 31 – вход рабочего тела высокого давления в конденсатор ПТНУ; 32 – агрегат повышения давления рабочего тела ПТНУ; 33 – электродвигатель агрегата повышения давления рабочего тела ПТНУ; 34 – дросселирующее устройство ПТНУ; 35 – подача электроэнергии к агрегату повышения давления рабочего тела ПТНУ; 36 – подвод рабочего тела к испарителю ПТНУ; 37 – испаритель ПТНУ; 38 – отвод рабочего тела от испарителя ПТНУ; 39 – отвод тепла в окружающую среду из испарителя ПТНУ; 40 – подвод тепла низкого температурного потенциала в испаритель ПТНУ; 41 – отвод холодильного агента из парогенератора (испарителя) АХМ; 42 – генератор АХМ; 43 – конденсатор АХМ; 44 – отвод охлаждающего агента из конденсатора АХМ; 45 – отвод абсорбента из испарителя АХМ; 46 – подвод охлаждающего агента в конденсатор АХМ; 47 – дросселирующее устройство для снижения давления абсорбента на входе в абсорбер; 48 – отвод жидкого холодильного агента из конденсатора АХМ; 49 – подвод смеси холодильного агента с абсорбентом в парогенератор (испаритель) АХМ; 50 – дросселирующее устройство для снижения давления холодильного агента на входе в теплообменник; 51 – насос подачи смеси холодильного агента с абсорбентом в парогенератор (испаритель) АХМ; 52 – подвод холодильного агента в теплообменник; 53 – подвод абсорбента в абсорбер; 54 – теплообменник-испаритель для передачи холодильному агенту тепла от охлаждаемых у потребителя рабочих тел; 55 – отвод хладоносителя от теплообменника к потребителю холода; 56 – отвод хладоносителя от потребителя холода к теплообменнику передачи холодильному агенту тепла от охлаждаемых у потребителя рабочих тел; 57 – отвод смеси холодильного агента с абсорбентом из абсорбера; 58 – абсорбер; 59 – подвод холодильного агента к абсорберу; 60 – подвод охлаждающего агента к абсорберу; 61 – отвод охлаждающего агента из абсорбера; 62 – отвод уходящих газов от генератора АХМ в линию отвода уходящих газов котла-утилизатора

Основными агрегатами схемы являются:

– ПГУ конденсационного типа, в состав которой входят газотурбинная установка (компрессор 5, камера сгорания 2, газовая турбина 6, электрогенератор 7) и паротурбинная установка (котел-утилизатор 16, паровая турбина 17, конденсатор 20, электрогенератор 14, питательный насос 19);

– ТНУ парокомпрессионного типа, в состав которой входят испаритель 37, агрегат повышения давления рабочего тела 32, электро-

двигатель агрегата повышения давления рабочего тела 33, конденсатор 28, дросселирующее устройство 34;

– холодильная машина абсорбционного типа, в состав которой входят генератор 42, конденсатор 43, дросселирующее устройство 47 для снижения давления раствора абсорбента на входе в абсорбер, насос 51 подачи смеси холодильного агента с абсорбентом в генератор, абсорбер 58, теплообменник-испаритель 54 для передачи холодильному агенту тепла от охлаждаемых у потребителя рабочих тел, дросселирующее устройство 50 для снижения давления холодильного агента на входе в теплообменник.

Установка работает следующим образом. Поступающий на ГТУ по линии 9 атмосферный воздух сжимается в компрессоре 5 ГТУ и по линии 3 подается в камеру сгорания 2 ГТУ. Туда же по линии 1 подается топливо (природный газ). Рабочее тело из камеры сгорания поступает в газовую турбину 6 по линии 4. В газовой турбине теплоперепад рабочего тела срабатывается, в результате чего образующаяся при этом механическая энергия преобразуется в генераторе ГТУ в электроэнергию. Выхлопные газы газовой турбины по линии 10 поступают в котел-утилизатор ПТУ. Образовавшийся в котле-утилизаторе водяной пар по линии 13 подается в паровую турбину, где его теплоперепад преобразуется в механическую энергию, которая в генераторе ПТУ преобразуется в энергию электрическую. Пар после расширения в турбине направляется в конденсатор ПТУ. Отдав тепло циркуляционной воде, которая поступает в конденсатор по линии 22 и выходит из него по линии 21, пар конденсируется, и конденсат по линии 24 поступает в питательный насос ПТУ, после чего по линии 18 подается в котел-утилизатор. Уходящие газы из котла-утилизатора удаляются в атмосферу по линии 12. Одна часть выработанной электрогенераторами электроэнергии по линии 8 направляется внешнему потребителю, другая часть 15 используется для обеспечения работы системы одновременной генерации тепла и холода. Рабочее тело ПТНУ сжимается компрессором 32, приводимым в действие электродвигателем 33, питание которого осуществляется частью выработанной ПГУ электроэнергией по линии 35. После сжатия в компрессоре 32 рабочее тело ПТНУ по линии 31 направляется в конденсатор ПТНУ, где конденсируется, отдавая тепло поступающей в конденсатор по линии 27 обратной сетевой воде, поступающей от потребителя тепла. Далее рабочее тело в жидком состоянии по линии 30 направляется в дросселирующее устройство ПТНУ, где его давление и температура снижаются до необходимых по условиям работы испарителя, после чего рабочее тело ПТНУ направляется в испаритель ПТНУ, в который по линии 40 поступает поток низкопотенциального тепла, отводимый из

испарителя по линии 39. В качестве низкопотенциального тепла могут быть использованы тепло окружающей среды либо тепло сбросных вторичных энергетических ресурсов, в частности, циркуляционная вода на входе или на выходе конденсатора 20 ПТУ. Нагретая в конденсаторе 28 ПТНУ сетевая вода направляется потребителю тепла по линии 29. В генераторе 42 АХМ за счет тепла уходящих газов котла-утилизатора 16, подаваемых в генератор по линии 26, происходит нагрев смеси холодильного агента (воды) с абсорбентом (бромистым литием). (Отметим, что приведенная на рис. 2.1 схема отбора уходящих газов котла-утилизатора в качестве греющей среды АХМ предназначена для одноконтурной схемы ПГУ. При двухконтурной или трехконтурных схемах ПГУ в качестве греющей среды АХМ могут быть отобраны как уходящие газы котла-утилизатора, так и его дымовые газы после первого или второго контура.) Часть холодильного агента испаряется и в парообразном виде по линии 41 подается в конденсатор АХМ. Раствор абсорбента, более концентрированный, чем раствор, поступающий в генератор, в жидком состоянии отводится из генератора по линии 45. В конденсатор по линии 46 подается охлаждающая вода, которая отводится из конденсатора по линии 44. В конденсаторе холодильный агент конденсируется, отдавая тепло охлаждающей воде, после чего в жидком виде отводится из конденсатора по линии 48 и поступает в дросселирующее устройство. В дросселирующем устройстве давление и температура холодильного агента снижаются, после чего он по линии 52 направляется в теплообменник-испаритель для передачи холодильному агенту тепла от охлаждаемых у потребителя рабочих тел. Хладоноситель от потребителя поступает в теплообменник по линии 56 и отводится после понижения его температуры обратно потребителю по линии 55. После теплообменника-испарителя холодильный агент по линии 59 направляется в абсорбер, куда по линии 53 поступает также и раствор абсорбента, давление которого предварительно снижается в дросселирующем устройстве. В абсорбер по линии 60 подается также охлаждающий агент, отводимый затем из абсорбера по линии 61. В абсорбере 58 происходит растворение холодильного агента в растворе абсорбента, и концентрация раствора абсорбента повышается до первоначальной на входе в генератор. После этого смесь холодильного агента с абсорбентом по линии 57 отводится из абсорбера и насосом 51 подается в генератор АХМ. Таким образом, цикл замыкается.

На рис. 2.2 приведена принципиальная схема ПГУ с турбинами теплофикационного типа с ПТНУ для производства тепла с парокомпрессионной теплонасосной установкой для одновременного получения тепла и холода, работающая по принципу совмещенной генерации.

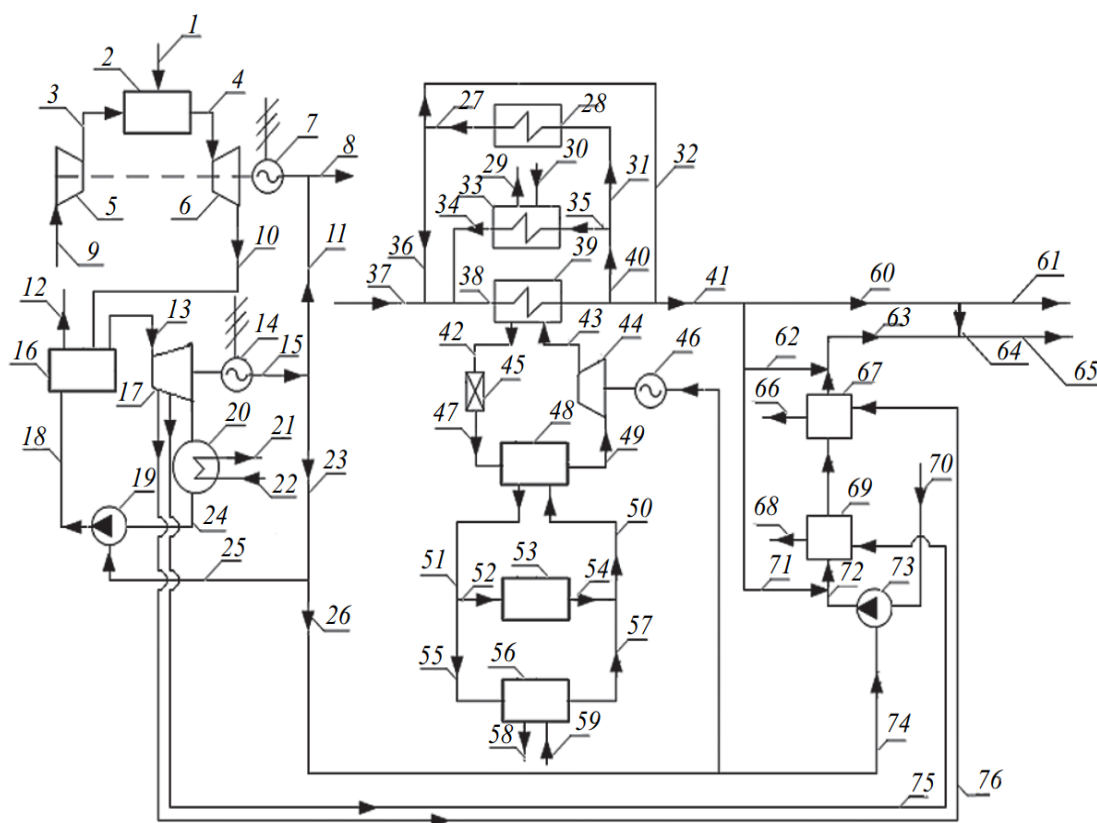


Рис. 2.2. Принципиальная схема тригенерационной установки теплофикационного типа с совмещенной генерацией [143–146]

Основными элементами схемы являются:

- ПГУ теплофикационного типа, в состав которой входят газотурбинная установка (компрессор 5, камера сгорания 2, газовая турбина 6, электрогенератор 7) и паротурбинная установка (котел-утилизатор 16, паровая турбина 17, конденсатор 20, электрогенератор 14, питательный насос 19);

- ТНУ парокомпрессионного типа, в состав которой входят испаритель 48, агрегат 44 повышения давления рабочего тела, электродвигатель 46 агрегата повышения давления рабочего тела, конденсатор 39, дросселирующее устройство 45, аккумулятор тепла 28; дополнительный теплообменник 33 отвода тепла в окружающую среду, потребитель холода 53, дополнительный теплообменник подвода тепла низкого температурного потенциала 56;

- теплофикационная установка, в состав которой входят подогреватель сетевой воды низкого давления 69, подогреватель сетевой воды высокого давления 67, насос сетевой воды 73.

На рис. 2.2 представлены следующие элементы: 26 – подача электроэнергии к агрегату повышения давления рабочего тела ПТНУ

и к насосу сетевой воды системы подогрева сетевой воды ПГУ; 27 – отвод тепла от аккумулятора тепла; 28 – аккумулятор тепла; 29 – отвод тепла от дополнительного теплообменника в окружающую среду; 30 – подвод охлаждающего потока в дополнительный теплообменник из окружающей среды; 31 – подвод теплового потока в аккумулятор тепла; 32 – отвод теплового потока от аккумулятора тепла потребителю; 33 – дополнительный теплообменник отвода тепла в окружающую среду; 34 – подвод тепла от дополнительного теплообменника к линии обратной сетевой воды от потребителя; 35 – подача прямой сетевой воды в дополнительный теплообменник отвода тепла в окружающую среду; 36 – подвод тепла из аккумулятора тепла в линию обратной сетевой воды от потребителя; 37 – обратная сетевая вода от потребителя; 38 – подвод прямой сетевой воды в конденсатор ПТНУ; 39 – конденсатор ПТУ; 40 – подвод прямой сетевой воды к дополнительному теплообменнику отвода тепла в окружающую среду и к аккумулятору тепла; 41 – прямая сетевая вода из ПТНУ; 42 – выход рабочего тела из конденсатора ПТНУ; 43 – вход рабочего тела высокого давления в конденсатор ПТНУ; 44 – агрегат повышения давления рабочего тела ПТНУ; 45 – дросселирующее устройство ПТНУ; 46 – электродвигатель агрегата повышения давления рабочего тела ПТНУ; 47 – подвод рабочего тела к испарителю ПТНУ; 48 – испаритель ПТНУ; 49 – отвод рабочего тела от испарителя ПТНУ; 50 – вход хладоносителя в испаритель ПТНУ; 51 – выход хладоносителя из испарителя ПТНУ; 52 – подвод хладоносителя к потребителю холода; 53 – потребитель холода; 54 – отвод хладоносителя от потребителя холода; 55 – подвод хладоносителя в дополнительный теплообменник подвода тепла низкого температурного потенциала от испарителя ПТНУ; 56 – дополнительный теплообменник подвода тепла низкого температурного потенциала; 57 – отвод хладоносителя из дополнительного теплообменника подвода тепла низкого температурного потенциала к испарителю ПТНУ; 58 – отвод тепла в окружающую среду из дополнительного теплообменника подвода тепла низкого температурного потенциала; 59 – подвод тепла из окружающей среды в дополнительный теплообменник подвода тепла низкого температурного потенциала; 60 – прямая сетевая вода между линией прямой сетевой воды из ПТНУ и линией подвода прямой сетевой воды из ПТНУ к общей линии подачи тепла потребителю; 61 – отдельная линия подачи прямой сетевой воды из ПТНУ потребителю; 62 – подача сетевой воды от нижнего в верхний сетевой подогреватель; 63 – сетевая вода

на выходе сетевой установки ПГУ; 64 – подвод прямой сетевой воды из ПТНУ к общей линии подачи тепла потребителю; 65 – общая линия подачи прямой сетевой воды потребителю; 66 – отвод конденсата греющего пара от верхнего сетевого подогревателя ПГУ; 67 – верхний сетевой подогреватель ПГУ; 68 – отвод конденсата греющего пара от нижнего сетевого подогревателя ПГУ; 69 – нижний сетевой подогреватель ПГУ; 70 – обратная сетевая вода от потребителя в систему подогрева сетевой воды ПГУ; 71 – подача прямой сетевой воды от ПТНУ в линию прямой сетевой воды ПГУ перед нижним сетевым подогревателем; 72 – подача обратной сетевой воды в нижний подогреватель сетевой воды ПГУ; 73 – насос сетевой воды системы сетевой воды ПГУ; 74 – подача электроэнергии на насос сетевой воды системы подогрева сетевой воды ПГУ; 75 – верхний теплофикационный отбор паротурбинной установки; 76 – нижний теплофикационный отбор паротурбинной установки.

Установка работает следующим образом. Первый абзац описания работы установки, схема которой приведена на рис. 2.1, полностью соответствует первому абзацу описания работы установки, схема которой приведена на рис. 2.2. Рабочее тело ПТНУ сжимается компрессором 44, приводимым в действие электродвигателем 46, питание которого осуществляется частью выработанной ПГУ электроэнергией по линии 26. После сжатия в компрессоре рабочее тело ПТНУ по линии 43 направляется в конденсатор 39 ПТНУ, где конденсируется, отдавая тепло поступающей в конденсатор по линии 38 обратной сетевой воде, поступающей от потребителя тепла по линии 37. Далее рабочее тело в жидком состоянии по линии 42 направляется в дросселирующее устройство 45 ПТНУ, где его давление и температура снижаются до необходимых по условиям работы испарителя 48, после чего рабочее тело ПТНУ направляется в испаритель ПТНУ, в который по линии 50 поступает поток хладоносителя, отводимый от потребителя холода 53 по линии 54. Охлажденный в испарителе 48 поток хладоносителя направляется по линии 52 потребителю холода 53. В тех случаях, когда потребность в холоде мала и равенство $Q_2 = Q_1 + NЭ$, где Q_1 – холодильная мощность, подведенная в испарителе ПТНУ; Q_2 – тепловая мощность, отведенная в конденсаторе ПТНУ; $NЭ$ – электрическая мощность, подведенная к компрессору ПТНУ, выполнено быть не может, т. е. не может быть обеспечена необходимая теплопроизводительность установки, часть хладоносителя после испарителя 48 по линии 55 направляется в дополнительный те-

плообменник 56. В этом случае к потоку от потребителя холода (линия 54) по линии 57 добавляется поток низкопотенциального тепла окружающей среды (либо вторичных энергетических ресурсов низкого температурного потенциала), передаваемого входящим в теплообменник 56 по линии 59 и выходящим из него по линии 58. Для обеспечения возможности работы установки в режимах, когда мало потребное производство тепла, а холодильная нагрузка велика, в схеме предусмотрены аккумулятор тепла 28 и дополнительный теплообменник 33 отвода тепла в окружающую среду. В этом случае часть вышедшей из конденсатора 39 сетевой воды отводится по линии 40 либо в аккумулятор тепла 28, либо, в случае его переполнения, в теплообменник 33 отвода тепла в окружающую среду. Излишки тепла отводятся потоком низкопотенциального тепла, поступающего в теплообменник 33 по линии 30 и отводимого от него по линии 29. Охлажденная в теплообменнике 33 сетевая вода подается в линию обратной сетевой воды 37, после чего поступает в конденсатор ПТНУ 39 по линии 38. В схеме предусмотрены две возможности использования тепла, накопленного в аккумуляторе 28. В тех случаях, когда температура накопленного в аккумуляторе 28 тепла достаточна, оно может быть направлено по линии 32 в линию 41 подачи тепла потребителю, снижая тем самым потребную тепловую нагрузку ПТНУ. Если температура накопленного в аккумуляторе 28 тепла недостаточна для подачи его в линию 41 подачи тепла потребителю, то поток тепла из аккумулятора 28 может быть по линии 36 направлен в линию 37 и затем по линии 38 подан в конденсатор 39 ПТНУ. Очевидно, что и в этом случае потребная тепловая нагрузка ПТНУ будет уменьшена. Отборный пар нижнего и верхнего теплофикационных отборов направляется в подогреватели сетевой воды: по линии 75 – в нижний, по линии 76 – в верхний сетевой подогреватель. Обратная сетевая вода поступает от потребителя по линии 70 и подается в сетевой насос 73. Электроэнергия для привода сетевого насоса подается по линии 74. Из верхнего сетевого подогревателя 67 прямая сетевая вода выходит по линии 63 и направляется потребителю по линии 65. В схеме предусмотрено несколько возможностей использования тепла, производимого ПТНУ. Тепло, производимое ПТНУ, может быть направлено потребителю по отдельной линии 61, добавлено по линии 64 в линию 65 отвода прямой сетевой воды от сетевых подогревателей с последующей подачей ее потребителю по линии 65. Предусмотрена также возможность подачи производимого ПТНУ тепла по линии 71 в линию 72 сетевой воды на вход нижнего сетевого подогревателя 69.

Другой разновидностью тригенерационных установок являются установки, имеющие в своем составе детандер-генераторные агрегаты (ДГА) [147–150] или утилизационные турбодетандерные установки (УТДУ) [151], представленные в работах [147–154].

Детандер-генераторные агрегаты нашли свое применение в системах газоснабжения как в малой энергетике, так и у крупных потребителей газа (ТЭЦ). Они могут быть использованы для производства одновременно электроэнергии и холода, таким образом, являясь элементом тригенерационных установок [152–154]. Однако область применения ДГА весьма ограничена спецификой их работы.

Детандер-генераторные агрегаты работают следующим образом: энергия потока газа (высокое давление) в турбодетандере преобразуется в механическую энергию вращения вала (тем самым снижается давление газа) и далее в генераторе – в электрическую энергию. При этом происходит и снижение температуры газа, низкая температура которого и может быть использована в целях хладоснабжения. Принципиальная схема ДГА представлена на рис. 2.3 [155].

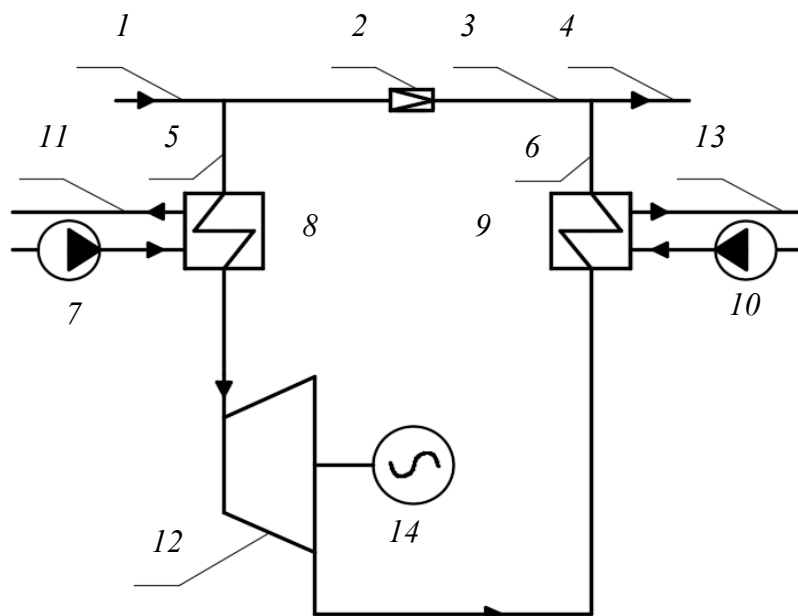


Рис. 2.3. Принципиальная схема ДГА для генерации холода [155]:

- 1 – природный газ, поступающий на станцию;
- 2 – дросселирующее устройство; 3 – газ после дросселирования; 4 – газ, подаваемый потребителю; 5 – часть газа, поступающего в детандерную установку; 6 – газ на выходе из детандерной установки;
- 7, 10 – насос; 8, 9 – теплообменник; 11 – теплоноситель;
- 12 – детандер; 13 – хладоноситель; 14 – генератор

Возможны схемы с несколькими детандерами [156, 157]. Это позволяет создавать тригенерационные установки на базе ДГА с независимым производством холода, электрической и тепловой энергий.

В работе [158] синтезированы новые схемы комбинированных энерготехнологических установок на базе компрессорных станций магистральных газопроводов (рис. 2.4).

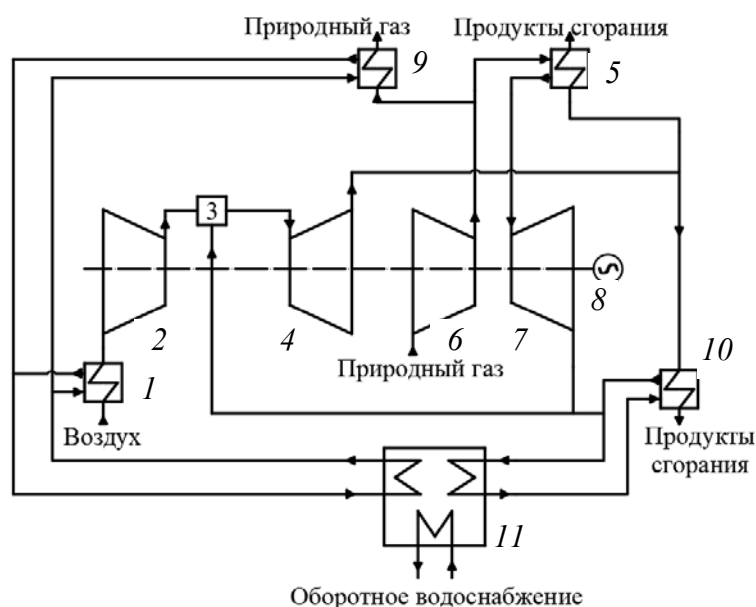


Рис. 2.4. Принципиальная схема комбинированной энерготехнологической установки [158]:

1, 5, 9, 10 – теплообменные аппараты; 2 – компрессор;
3 – камера сгорания; 4 – газовая турбина; 6 – нагнетатель;
7 – детандер; 8 – генератор; 11 – абсорбционная холодильная машина

Отличительной особенностью комбинированных энерготехнологических установок является возможность совмещения внутреннего и внешнего энергоиспользования, что позволяет добиться максимального производства электрической энергии без снижения производительности газоперекачивающих агрегатов. Однако, как и для ДГА, область их применения весьма ограничена.

Следующая концепция полигенерационных установок предполагает использование турбин на НКРТ (органический цикл Ренкина). В работе [126] представлен полигенерационный энергокомплекс с ТУ на основе НКРТ, разработанный для поселка в Красноярском крае. Принципиальная схема представлена на рис. 2.5. Отличительной особенностью таких схем является применение НКРТ в турбоустановках.

Подобная схема рассмотрена и в [127]. Отличительной особенностью данной схемы является дополнительное применение газоводяных подогревателей для нагрева воды (рис. 2.5). Также в работе [127] произведен эксергетический анализ ТУ на НКРТ с применением сверхкритических параметров рабочего тела, максимальный эксергетический КПД составил 53 %. Отличительной особенностью таких схем является применение НКРТ в турбоустановках.

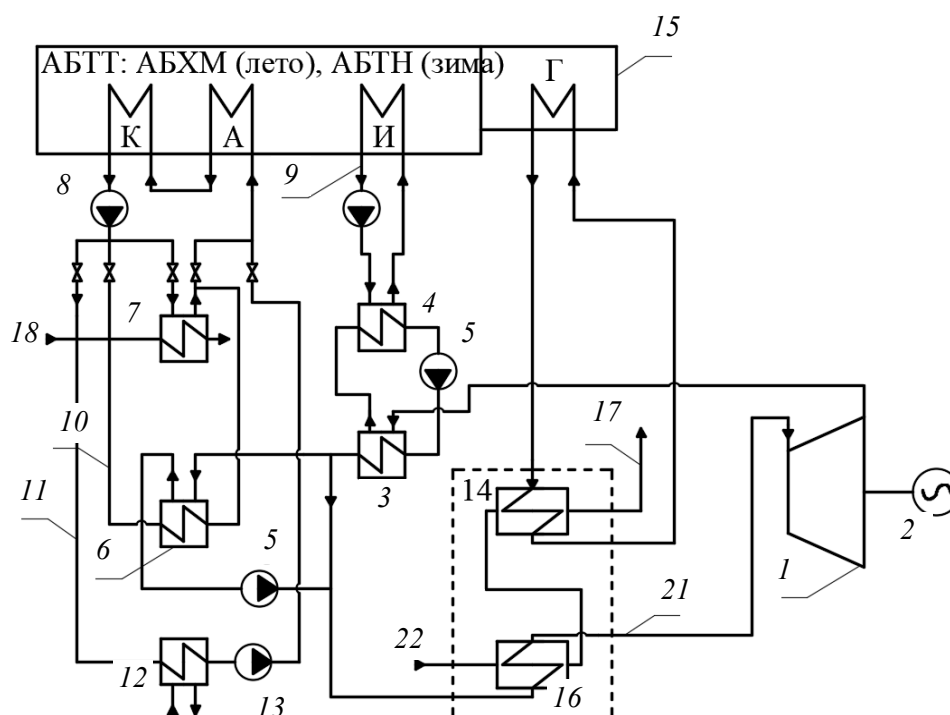


Рис. 2.5. Принципиальная схема энергокомплекса [126]

- 1 – турбина на НКРТ; 2 – генератор; 3 – теплообменник-рекуператор;
- 4 – конденсатор НКРТ; 5, 8, 13 – насос; 6 – теплообменный аппарат НКРТ – вода АБТТ; 7 – теплообменный аппарат для несения тепловой нагрузки; 9 – контур охлаждения испарителя АБТТ;
- 10 – контур нагрева АБТТ; 11 – контур отвода теплоты АБТТ;
- 12 – теплообменный аппарат – холодильник (градирня);
- 14 – котлоагрегат на местных видах топлива; 15 – нагреватель АБТТ;
- 16 – парогенератор органического цикла Ренкина; 17 – отвод дымовых газов;
- 18 – трубопровод сетевой воды (потребителя тепловой нагрузки);
- 19 – дополнительный теплообменный аппарат контура АБТТ;
- 20 – контур нагрева генератора АБТТ;
- 21 – трубопровод подачи пара НКРТ в турбину (с температурами: пентан 140–190 °С, бутан 100–130 °С); 22 – продукты сгорания топлива (щепы); К – конденсатор АБТТ; А – абсорбер АБТТ; И – испаритель АБТТ; Г – генератор АБТТ

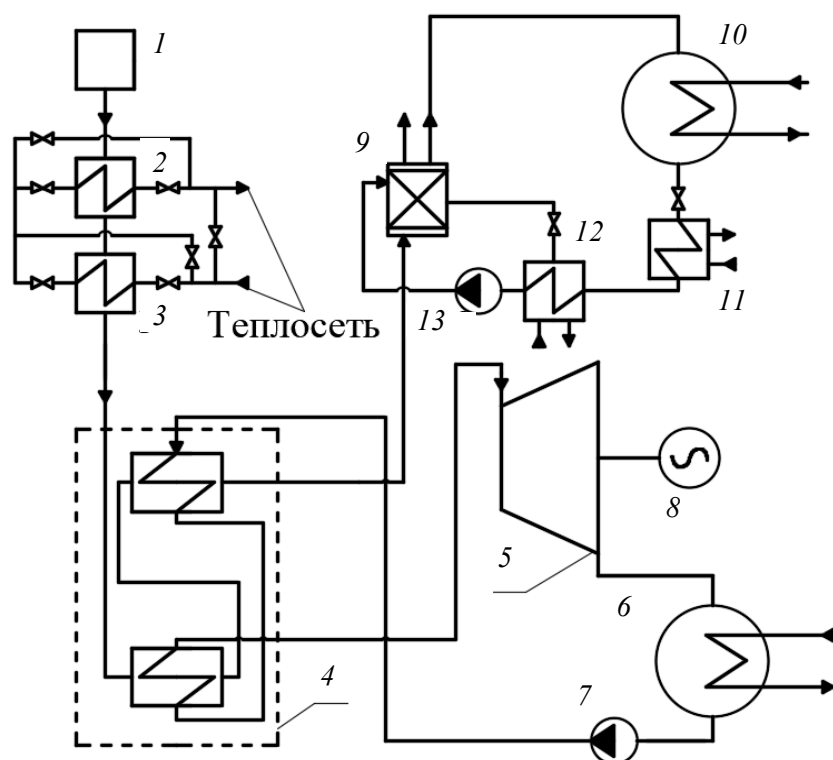


Рис. 2.6. Принципиальная схема тригенерационной установки на базе ТУ на НКРТ и АБТТ [127]:

1 – источник ВЭР; 2, 3 – теплообменник; 4, 11 – испаритель; 5 – турбина; 6, 10 – конденсатор; 7, 13 – насос; 8 – электрогенератор; 9 – генератор АБТТ; 12 – абсорбер

Принцип работы установки следующий (рис. 2.6): теплота от ВЭР подается на сетевые подогреватели 2, где получается тепло в виде горячей воды и отправляется потребителю, далее ВЭР направляются в испаритель, где происходит кипение НКТР, пары НКТР отправляются в турбину, в которой происходит расширение перегретого хладагента до насыщенного состояния и получение электрической энергии. После испарителя отработавшие ВЭР направляются в генератор АБТТ для получения холода в виде воды с температурой 4–5 °С [127].

Подобные схемы, где в качестве источника энергии используются двигатели внутреннего сгорания (ДВС), рассмотрены в зарубежных источниках. Так, в работе [128] рассмотрена установка, которая включает ДВС, абсорбционную систему охлаждения (аммиак-вода) и блок рекуперации теплоты. В статье представлены энергетические, эксергетические и эксергоэкономические оценки установки с ДВС, произведены расчеты таких установок.

Тригенерационные схемы на НКРТ с парокомпрессионной холодильной машиной (ПКХМ) представлены на рис. 2.7 – 2.12.

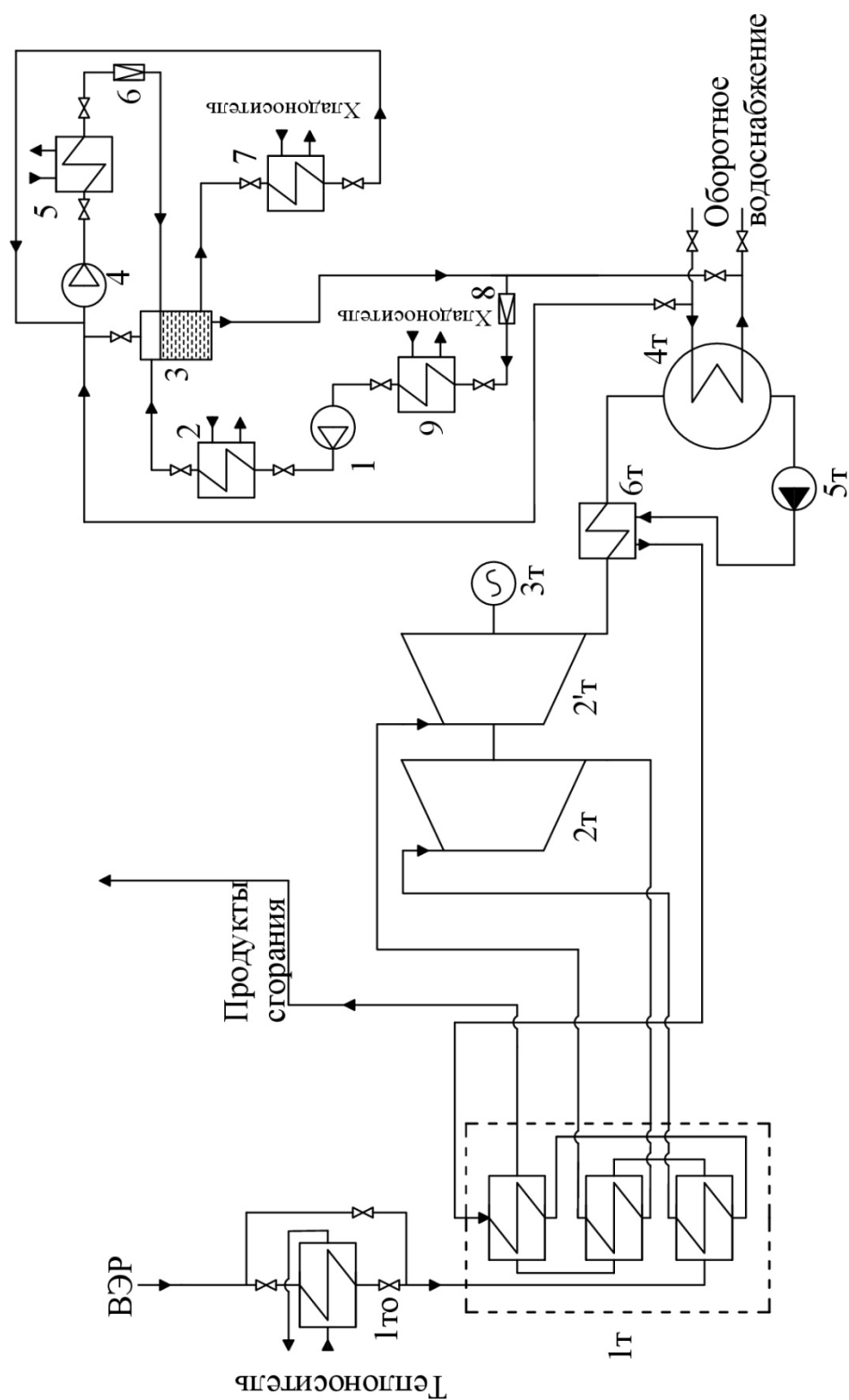


Рис. 2.8. Схема тригенерационной установки с ГТУ, ТУ на перегретом паре и ПКХМ:

1г, 1, 4 – компрессор; 2г – камера сгорания ГТУ; 3г – газовая турбина; 1то – теплообменный аппарат для подогрева теплоносителя; 1т – котел-утилизатор; 2г – турбина; 4г, 3г – генератор; 4т, 5 – насос; 5т – теплообменный аппарат; 2, 7, 9 – теплообменный аппарат; 6, 8 – регулирующий вентиль; 3 – сепаратор

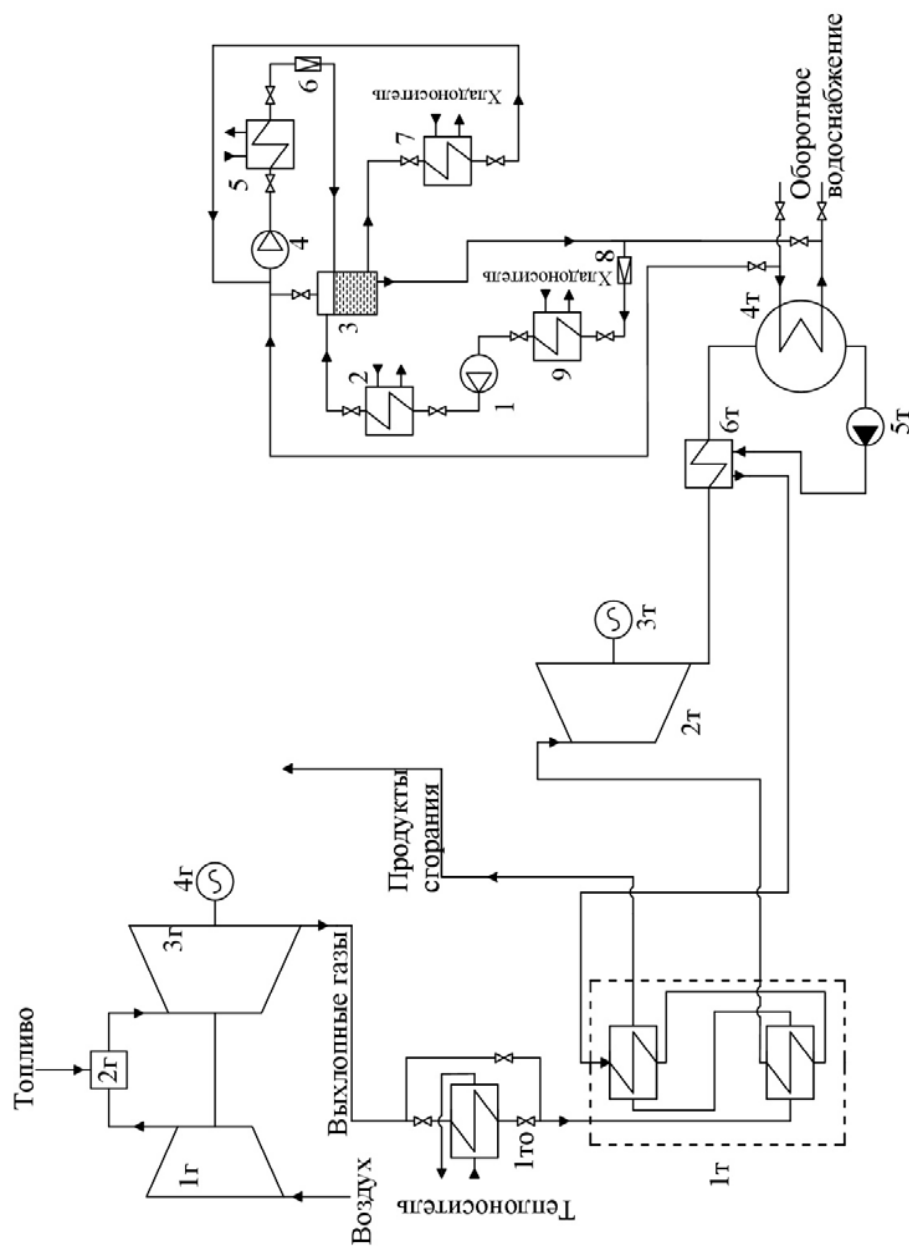


Рис. 2.9. Схема тригенерационной установки с ГТУ, ТУ на перегретом паре и ПХХМ:

1г, 1, 4 – компрессор; 2г – камера сгорания ГТУ; 3г – газовая турбина; 1то – теплообменный аппарат для подогрева теплоносителя; 1т – котел-утилизатор; 2т, 2'т – ЧВД и ЧНД турбины; 4г, 3г – генератор;

4т, 5 – конденсатор; 5т – насос; 6т – теплообменный аппарат; 2, 7, 9 – теплообменный аппарат;

6, 8 – регулирующий вентиль; 3 – сепаратор

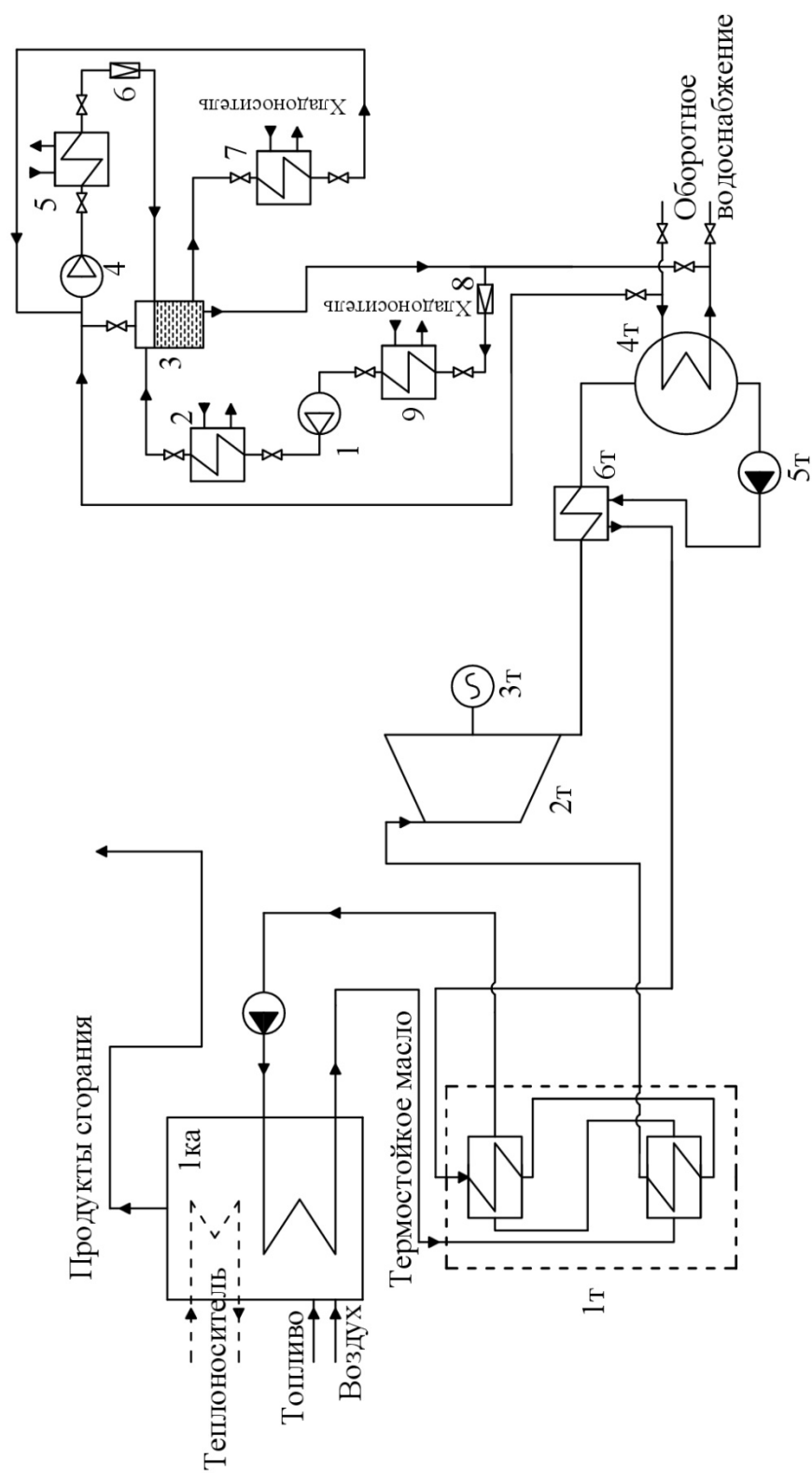


Рис. 2.11. Схема тригенерационной установки с КА, ТУ на перегретом паре и ПКХМ:

1ка – котлоагрегат; 2т – турбина; 3т – конденсатор; 4т, 5 – насос; 1т, 6т – теплообменный аппарат;

2, 7, 9 – теплообменный аппарат; 1, 4 – регулируемый вентиль; 3 – сепаратор

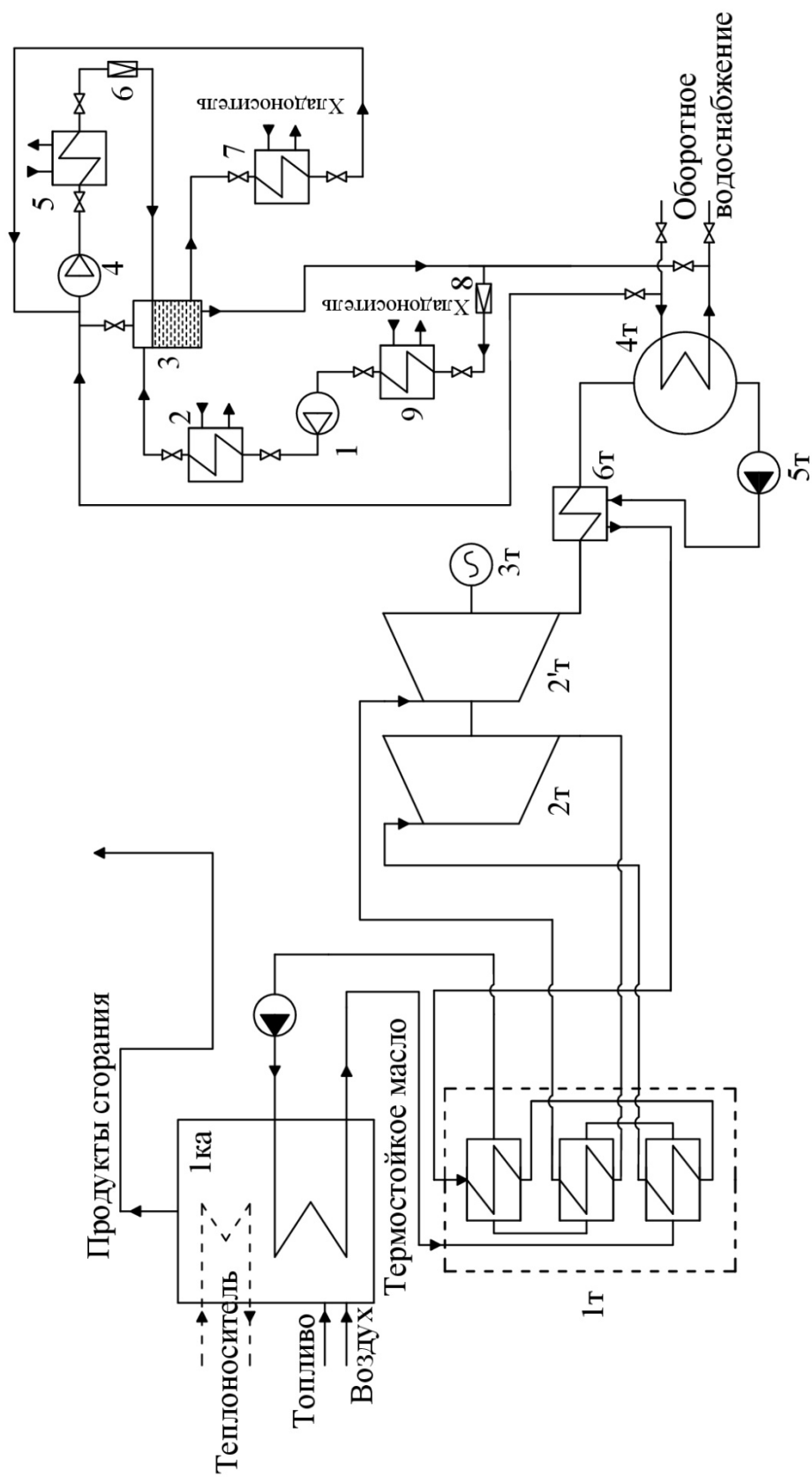


Рис. 2.12. Схема тригенерационной установки с КА, ТУ с промежуточным перегревом и ПКХМ:
1ка – котлоагрегат; 2т, 2'т – ЧВД и ЧНД турбины; 3т – генератор; 4т, 5 – конденсатор; 5т – насос;
1т, 6т – теплообменный аппарат; 2, 7, 9 – теплообменный аппарат; 6, 8 – регулирующий вентиль;
3 – сепаратор

2.2. Полигенерационные турбоустановки

Создание схем полигенерации, которые позволяют производить электрическую энергию, теплоту, холод, а также углекислоту в жидком и газообразном состоянии, производилось методом синтеза. Исходя из анализа литературы по схемам полигенерационных турбоустановок, турбоустановок на основе НКРТ и водяного пара, используемых НКРТ определены и систематизированы актуальные для энергетики Республики Беларусь агрегаты полигенерационных турбоустановок (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Классификация агрегатов для синтеза схем полигенерации

<i>Ресурсы</i>		
природный газ	тепловые ВЭР	топлива с низкой теплотворной способностью
Установка для преобразования энергетических ресурсов		
газотурбинная установка	котел-утилизатор	котлоагрегат
<i>Установка с низкопотенциальным подводом теплоты для получения электрической энергии</i>		
турбоустановка на НКРТ		
на насыщенном паре	на перегретом паре	с промежуточным перегревом
<i>Установка для преобразования материальных потоков</i>		
<i>Установка по производству углекислоты и холода</i>		
собственное охлаждение конденсатора ХМ		внешнее охлаждение конденсатора ХМ

В качестве силовых установок для преобразования энергетических ресурсов были выбраны: газотурбинная установка на природном газе (рис. 2.13); котел-утилизатор на вторичных тепловых энергетических ресурсах; котлоагрегат, в том числе использующий топливо с низкой теплотворной способностью (рис. 2.14). В качестве ГТУ была выбрана классическая схема газотурбинной установки с одновальным газотурбинным двигателем простого цикла (рис. 2.13).

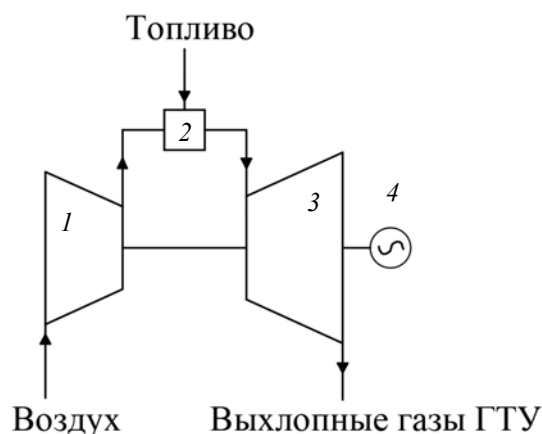


Рис. 2.13. Схема простейшей газотурбинной установки [143–146]:
 1 – компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – газовая турбина;
 4 – генератор

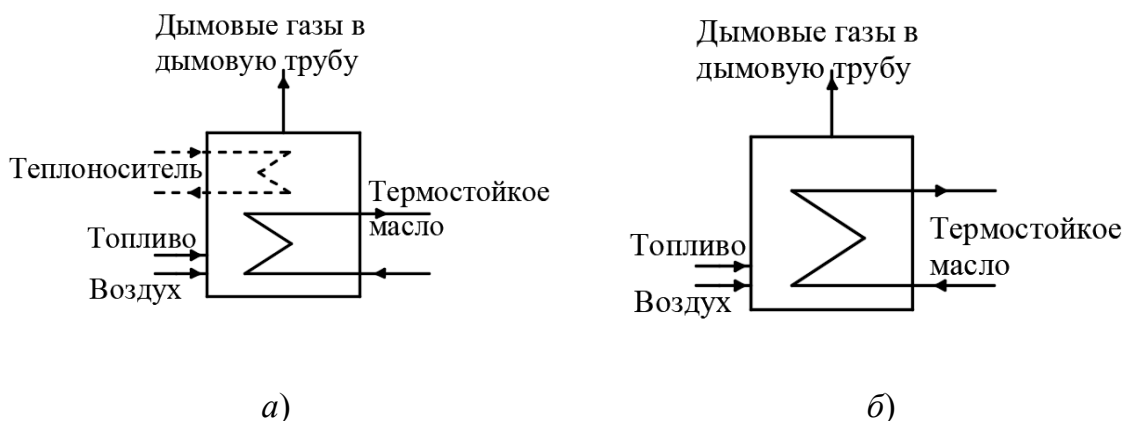


Рис. 2.14. Схемы котлоагрегата:
 а – с подогревом теплоносителя; б – без подогрева [48, 159]

Для подогрева теплоносителя был выбран теплообменный аппарат, использующий тепловую энергию выхлопных газов ГТУ или энергию температурных ВЭР для нагрева теплоносителя. Для схем с котлоагрегатом (рис. 2.14, а) подогрев теплоносителя производился в специально выделенном контуре котлоагрегата. В случае, когда тепловая нагрузка отсутствует, теплообменный аппарат не устанавливается либо используется котлоагрегат без теплообменного аппарата (рис. 2.14, б).

Для производства электрической энергии (исключая ГТУ) были выбраны турбоустановки на НКРТ [160–163]. Эволюция схем турбоустановок проводилась путем повышения параметров рабочего до сверхкритических значений, а также путем их дополнения вторичным перегревом рабочего тела. Схемы турбоустановок представлены на рис. 2.15–2.18.

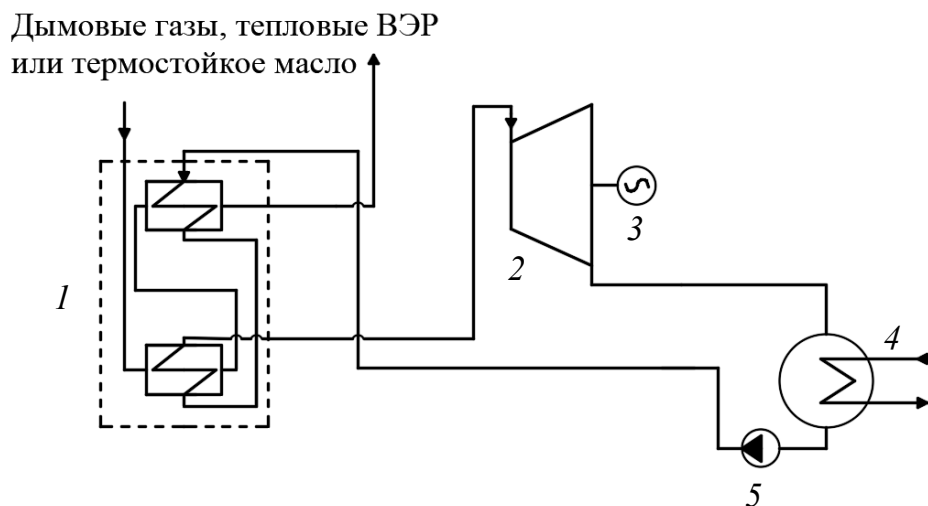


Рис. 2.15. Схема турбоустановки на перегретом паре без регенерации [33, 164, 165]:
1 – теплообменный аппарат (котел-утилизатор); 2 – турбина;
3 – генератор; 4 – конденсатор; 5 – насос

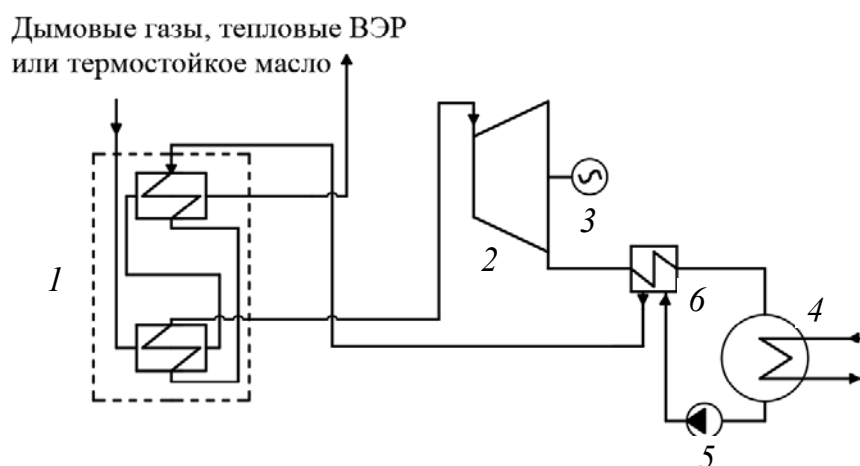


Рис. 2.16. Схема турбоустановки на перегретом паре с регенерацией [33,165,166]:
1 – теплообменный аппарат (котел-утилизатор); 2 – турбина;
3 – генератор; 4 – конденсатор; 5 – насос; 6 – теплообменный аппарат

Для производства холода была выбрана установка по производству жидкой и газообразной углекислоты с возможностью получения холода с собственным охлаждением конденсатора холодильной установки (рис. 2.19). Предложен ее переработанный вариант путем замены способа охлаждения конденсатора установки с собственного (жидкой углекислотой) на внешнее (оборотная вода и другие источники), представленный на рис. 2.20. Оба варианта схем (рис. 2.19

и 2.20) обладают возможностью использовать углекислоту для охлаждения конденсатора ТУ (рис. 2.15–2.18). Также отличительной особенностью схем (рис. 2.19 и 2.20) является использование более рациональных отборов углекислоты для нужд охлаждения и производства продукции.

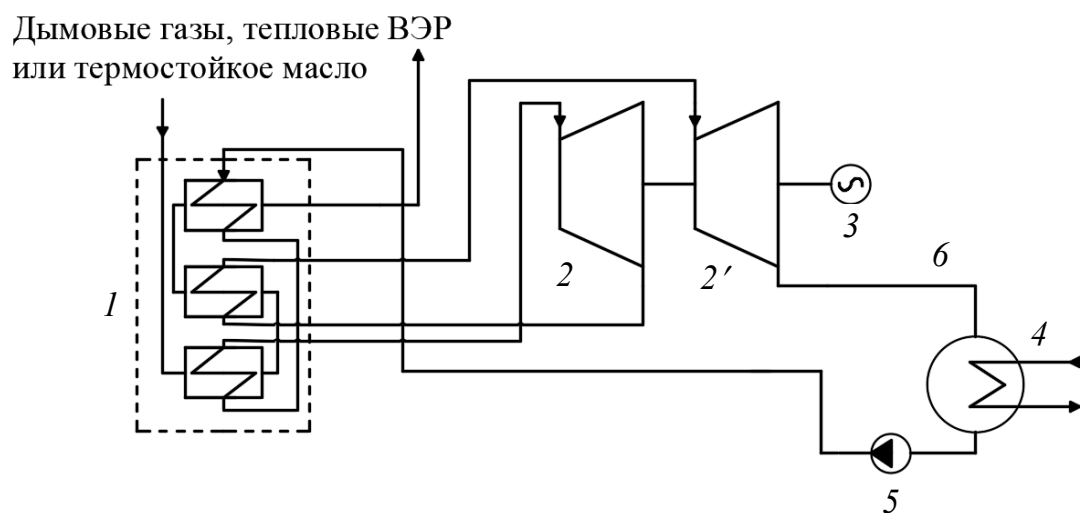


Рис. 2.17. Схема турбоустановки с промежуточным перегревом без регенерации [167, 168]:

1 – теплообменный аппарат (котел-утилизатор); 2 – ЧВД турбины;
2' – ЧНД турбины; 3 – генератор; 4 – конденсатор; 5 – насос

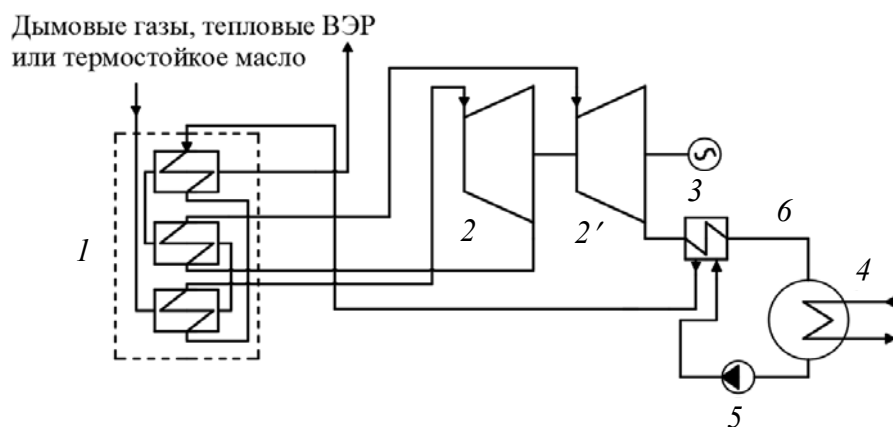


Рис. 2.18. Схема турбоустановки с промежуточным перегревом с регенерацией [167, 168]:

1 – теплообменный аппарат (котел-утилизатор); 2 – ЧВД турбины;
2' – ЧНД турбины; 3 – генератор; 4 – конденсатор; 5 – насос;
6 – теплообменный аппарат

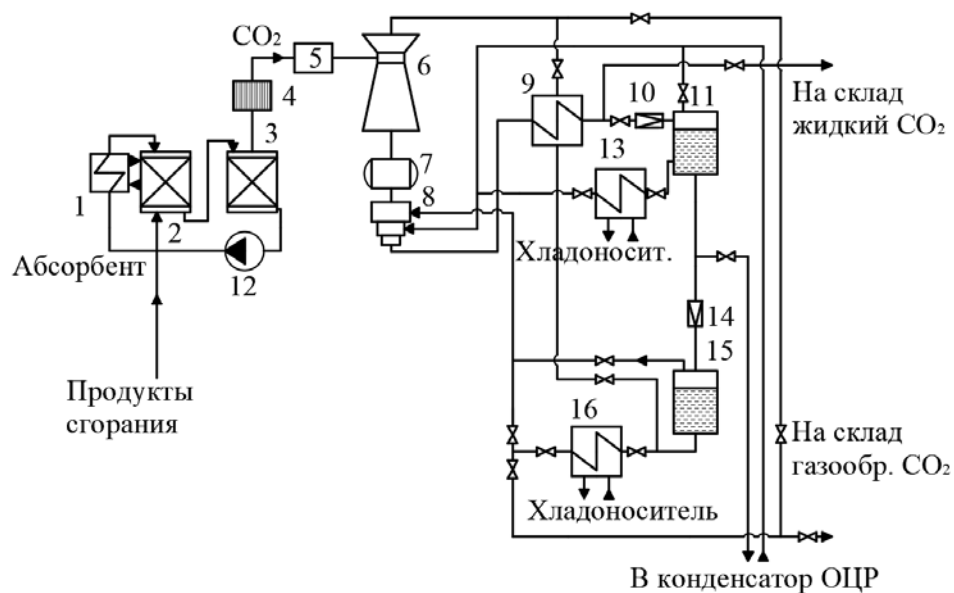


Рис. 2.19. Схема установки по производству углекислоты и холода с собственным охлаждением конденсатора [168, 169]:

1, 13, 16 – теплообменный аппарат; 2 – абсорбер; 3 – десорбер;
4 – брызгоотделитель; 5 – осушитель; 6 – инжектор; 7 – ресивер;
8 – компрессор; 9 – конденсатор; 10, 14 – регулирующий вентиль;
11, 15 – сепаратор; 12 – насос

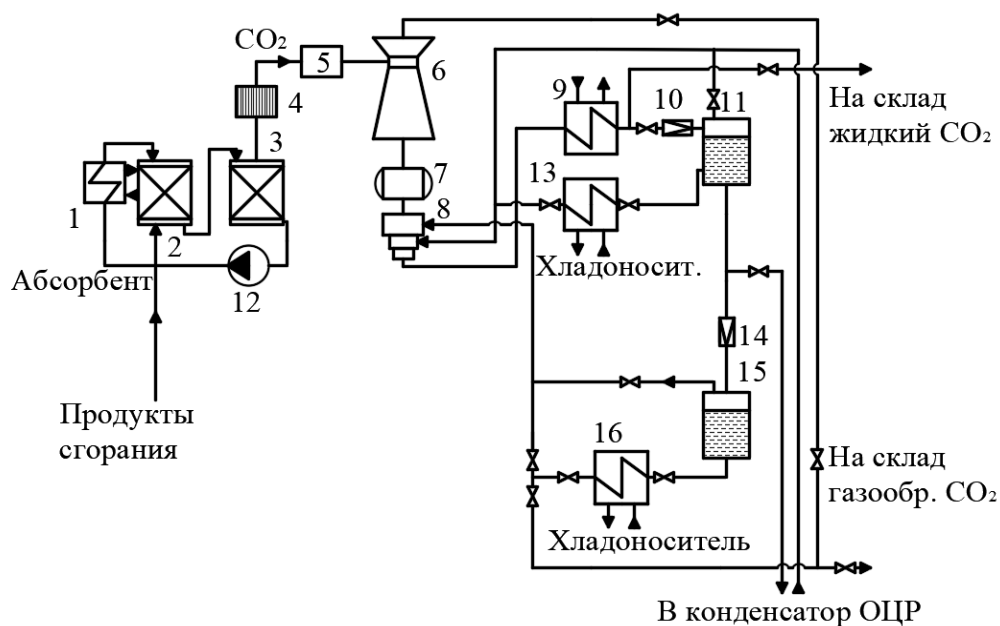


Рис. 2.20. Схема установки по производству углекислоты и холода с внешним охлаждением конденсатора 9 [170–172]:

1, 13, 16 – теплообменный аппарат; 2 – абсорбер; 3 – десорбер;
4 – брызгоотделитель; 5 – осушитель; 6 – инжектор; 7 – ресивер;
8 – компрессор; 9 – конденсатор; 10, 14 – регулирующий вентиль;
11, 15 – сепаратор; 12 – насос

Достоинством схем совместного производства холода и углекислоты (полигенерация) является возможность объединения однотипных элементов, выполняющих одинаковые функции, в один агрегат большей мощности, а также возможность снижения выбросов углекислоты в окружающую среду, за счет их изъятия из продуктов сгорания и использования в технологических процессах или коммерческих целях. В качестве альтернативы рассматривалась двухступенчатая ПКХМ с возможностью охлаждения конденсатора ТУ фреоном (рис. 2.21).

Принцип работы схем, представленных на рис. 2.19 и 2.20, следующий: дымовые газы поступают в абсорбер 2, где углекислота абсорбируется абсорбентом (моноэтаноламин), растворенная углекислота поступает в десорбер 3, где за счет нагрева происходит процесс десорбции (выделения) углекислоты. Пройдя брызгоотделитель 4 и осушитель 5, газообразная углекислота поступает в инжектор 6 и далее в ресивер 7. Из ресивера углекислота поступает в компрессор 8, где сжимается до давления конденсации в конденсаторе 9. В конденсаторе 9 углекислота конденсируется за счет ее охлаждения оборотной водой (рис. 2.20), либо за счет испарения жидкой углекислоты после второй ступени дросселирования (рис. 2.19). После конденсации часть жидкой углекислоты отправляется на склад, а остальная часть поступает в регулирующий вентиль 10, где дросселируется и сепарируется в сепараторе 11. Далее газообразная углекислота поступает на вторую ступень компрессора 8, а жидкая углекислота разделяется на три потока: часть жидкой углекислоты поступает в испаритель 13 для получения холода высшего температурного уровня, часть поступает на вторую ступень дросселирования, а часть подается в конденсатор ТУ для охлаждения и конденсации НКРТ (если это необходимо). После дросселирования в регулирующем вентиле 14 и сепарации в сепараторе 15 газообразная углекислота снова поступает в компрессор. Жидкая углекислота из сепаратора 15 поступает в испаритель низшего температурного уровня 16 для получения холода. Необходимое количество газообразной углекислоты после испарителя 16 поступает на склад, остальная часть отправляется в компрессор 8.

Синтез схем полигенерации производился методом добавления агрегатов с целью получения максимального использования ресурсов. Комбинация предложенных агрегатов позволяет синтезировать большое количество вариантов схем, основные из которых представлены на рис. 2.21–2.26.

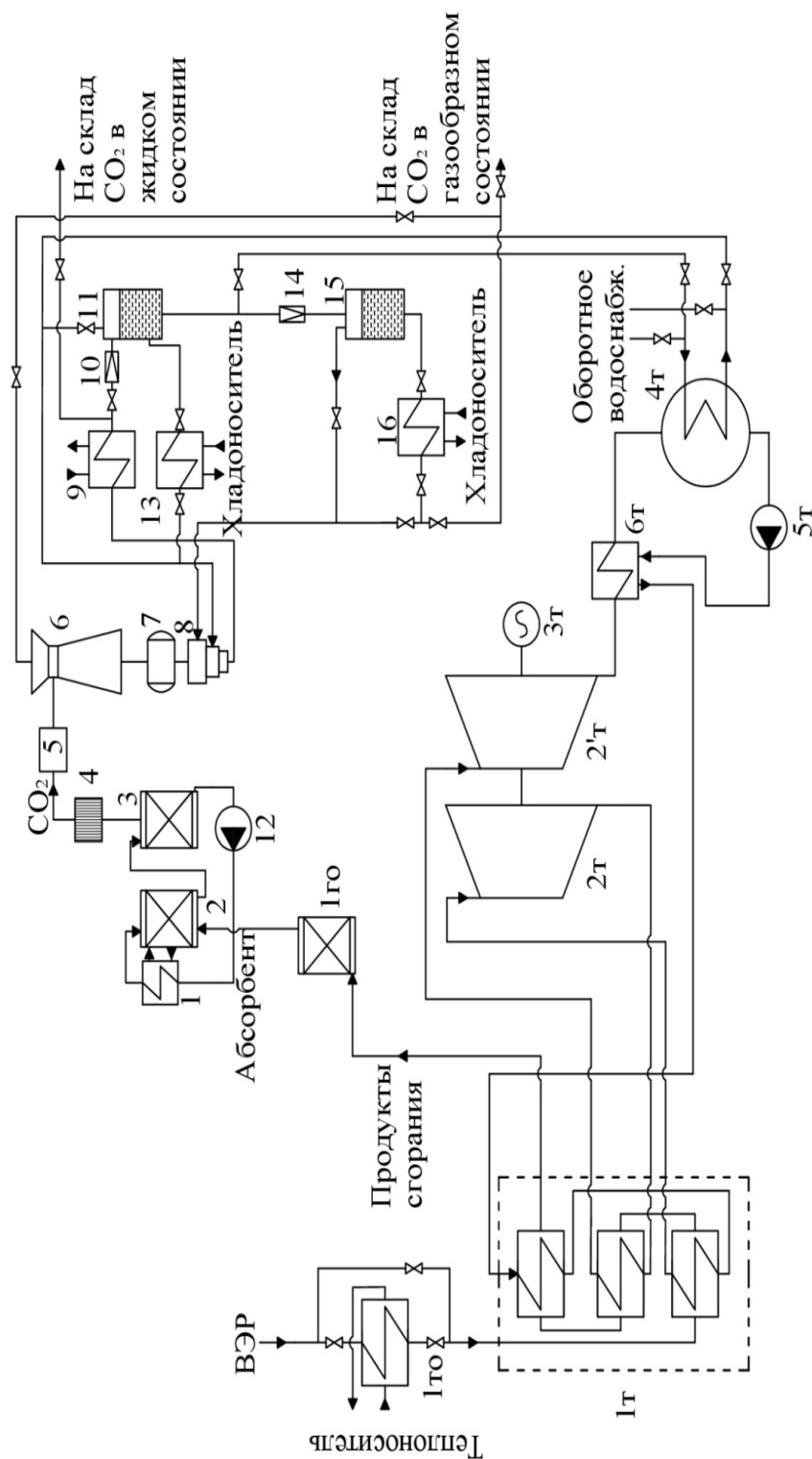


Рис. 2.21. Схема полигенерационной установки на ВЭР с ТУ на перегретом паре и установкой по производству углекислоты и холода:

1то – теплообменный аппарат для подогрева теплоносителя; 1т – котел-утилизатор; 2т – турбина; 3т – генератор; 4т, 9 – конденсатор; 5т, 12 – насос; 6т – теплообменный аппарат; 1го – газоочистительная установка; 1, 13, 16 – теплообменный аппарат; 2 – абсорбер; 3 – десорбер; 4 – брызгоотделитель; 5 – осушитель; 6 – инжектор; 7 – ресивер; 8 – компрессор; 10, 14 – регулирующий вентиль; 11, 15 – сепаратор

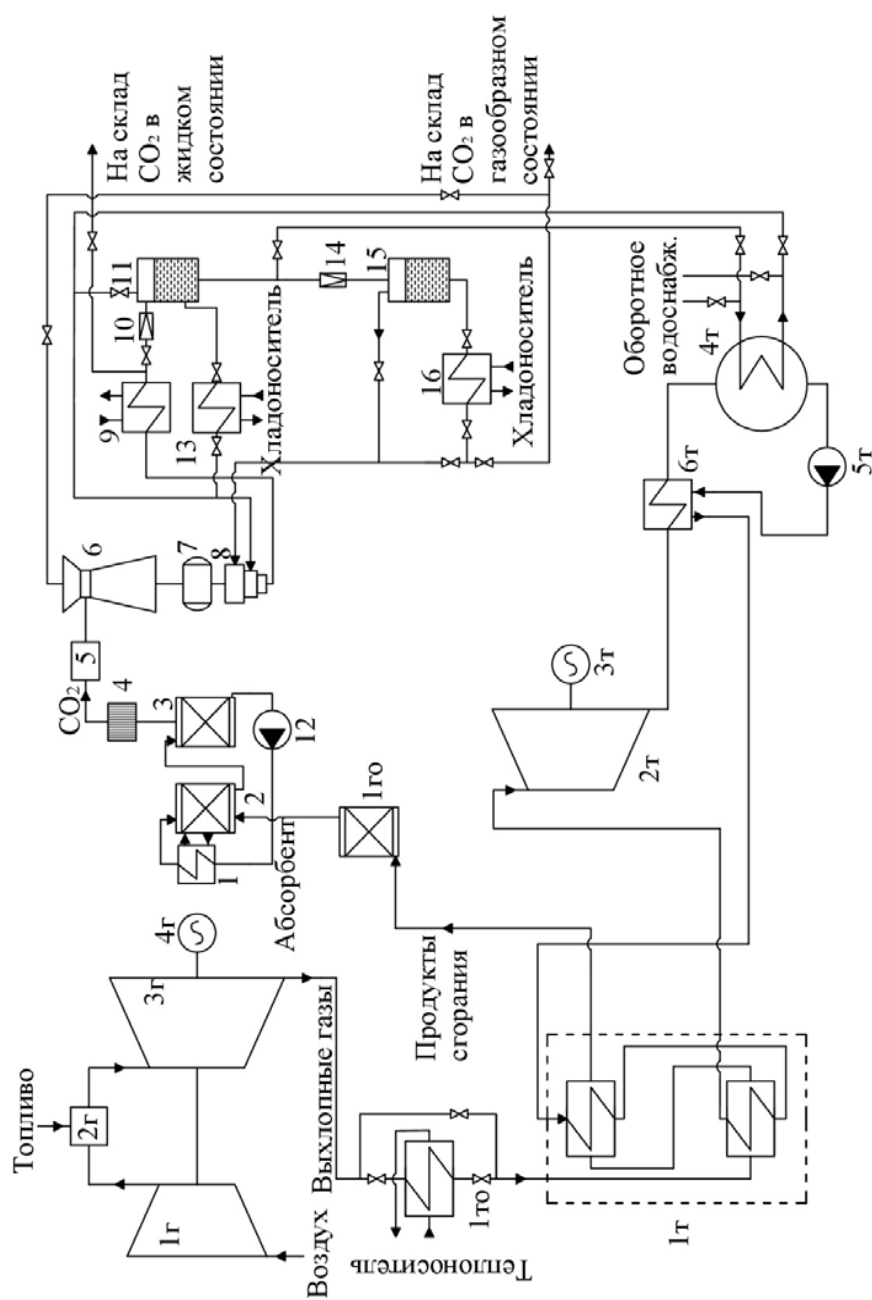


Рис. 2.23. Схема полигенерационной установки с ГТУ, ТУ на парегретом паре и установкой по производству углекислоты и холода:

1г, 8 – компрессор; 2г – камера сгорания ГТУ; 3г – газовая турбина; 1го – теплообменный аппарат для подогрева теплоносителя; 1т – котел-утилизатор; 2т – турбина; 4г, 3т – генератор; 4т, 9 – конденсатор; 5т, 12 – насос; 6т – теплообменный аппарат; 1г – газоочистительная установка; 1, 13, 16 – теплообменный аппарат; 2 – абсорбер; 3 – десорбер; 4 – брызгоотделитель; 5 – осушитель; 6 – инжектор; 7 – ресивер; 10, 14 – регулирующий вентиль; 11, 15 – сепаратор

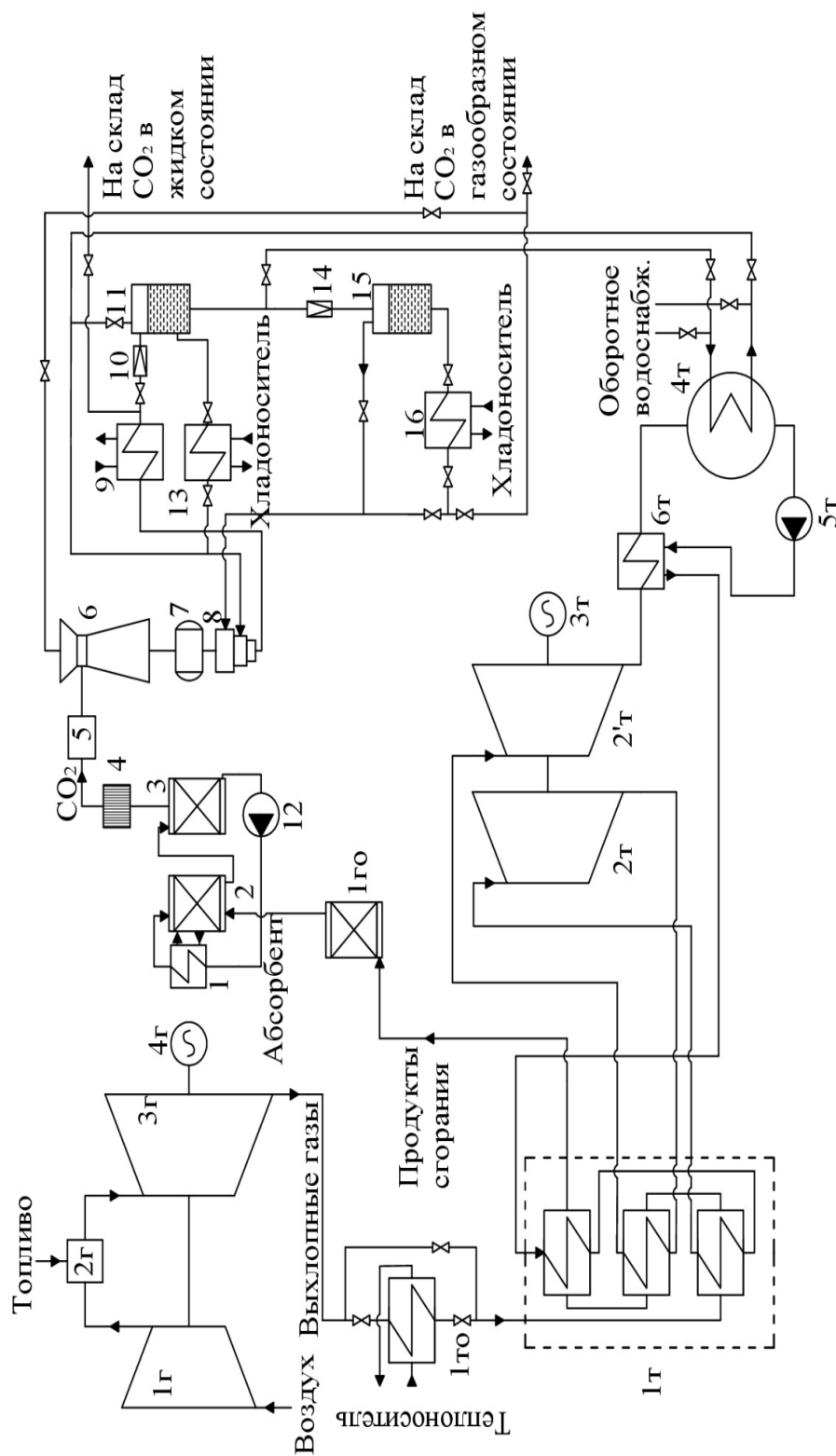


Рис. 2.24. Схема полигенерационной установки с ГТУ, ТУ с промежуточным перегревом и установкой по производству углекислоты и холода:

1г, 8 – компрессор; 2г – камера сгорания ГТУ; 3г – газовая турбина; 1го – теплообменник для подогрева теплоносителя; 1т – котел-утилизатор; 2г, 2'г – ЧВД и ЧНД турбины соответственно; 4г, 3т – генератор; 4т, 9 – конденсатор; 5т, 12 – насос; 6г – теплообменник; 1го – газоочистительная установка; 1, 13, 16 – теплообменник; 2 – абсорбер; 3 – десорбер; 4 – брызгоотделитель; 5 – осушитель; 6 – инжектор; 7 – ресивер; 10, 14 – регулирующий вентиль; 11, 15 – сепаратор

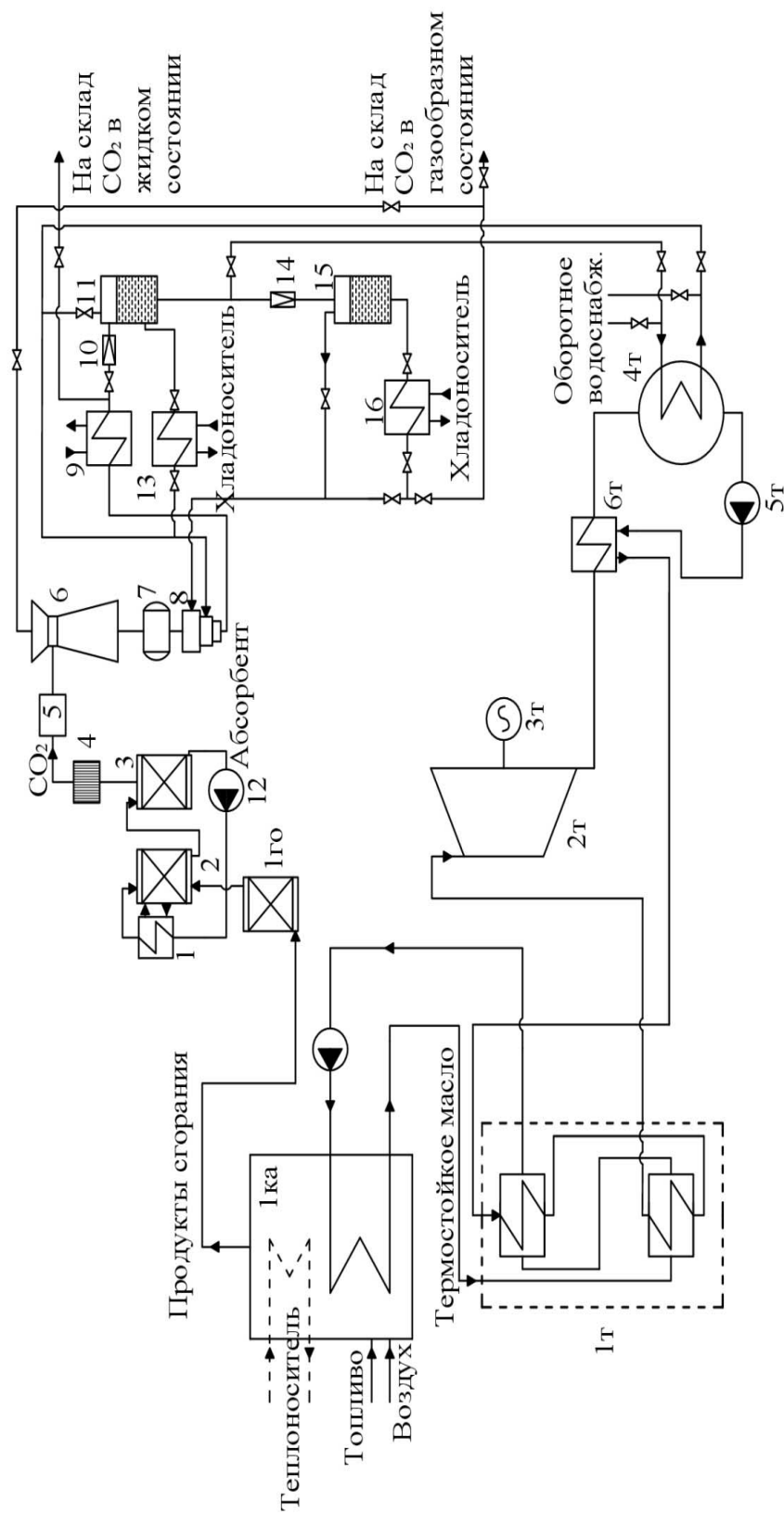


Рис. 2.25. Схема полигенерационной установки с КА, ТУ на перегретом паре и установкой по производству углекислоты и холода:

1ка – котлоагрегат; 2т – турбина; 3т – генератор; 4т, 9 – конденсатор; 5т, 12 – насос; 1т, 6т – теплообменный аппарат; 1го – газоочистительная установка; 1, 13, 16 – теплообменный аппарат; 2 – абсорбер; 3 – десорбер; 4 – брызгоотделитель; 5 – осушитель; 6 – инжектор; 7 – ресивер; 8 – компрессор; 10, 14 – регулирующий вентиль; 11, 15 – сепаратор

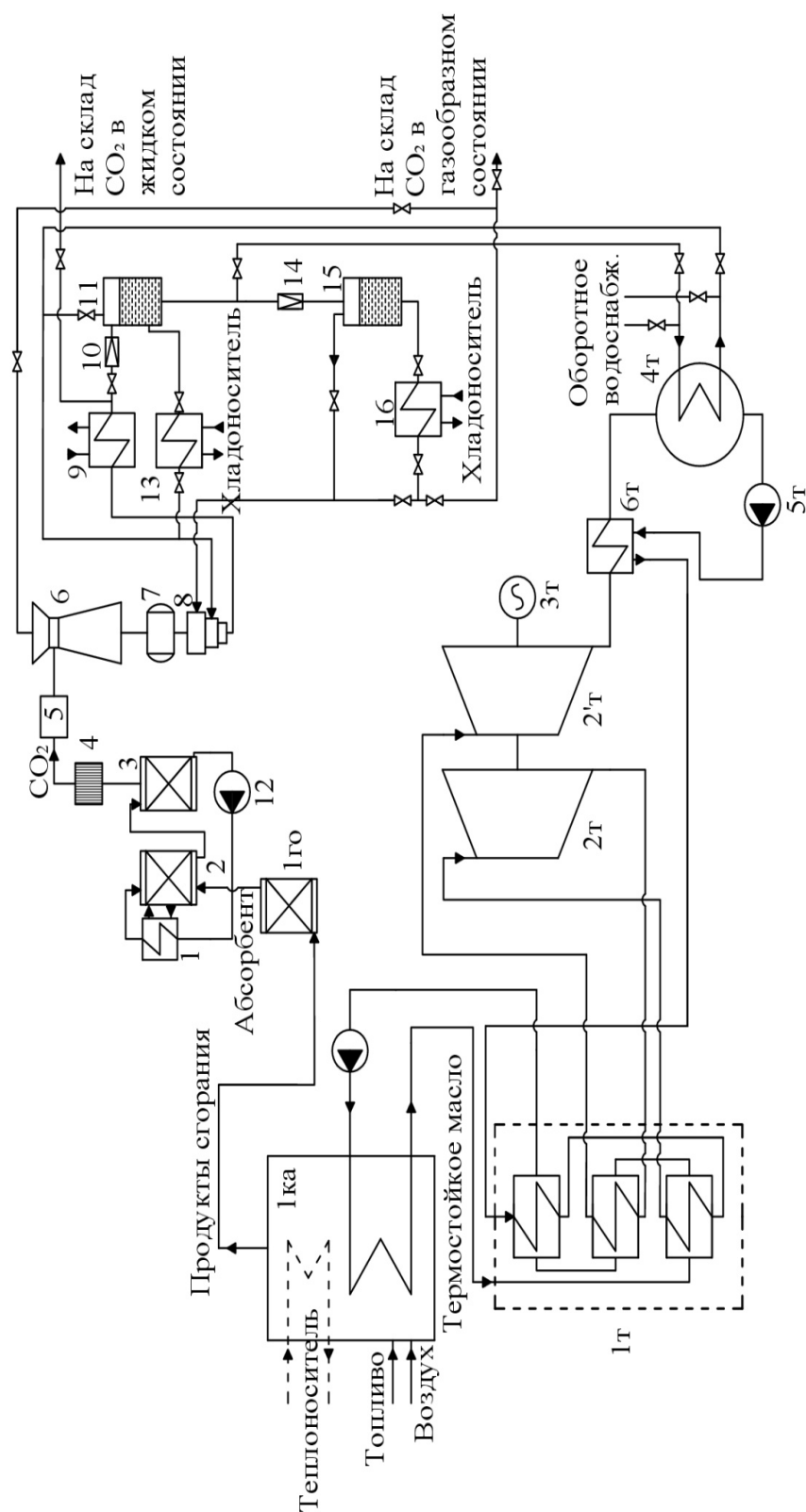


Рис. 2.26. Схема полигенерационной установки с КА, ТУ с промежуточным перегревом и установкой по производству углекислоты и холода:

1ка – котлоагрегат; 2т, 2'т – ЧВД и ЧНД турбины; 3т – генератор; 4т, 9 – конденсатор; 5т, 12 – насос; 1т, 6т – теплообменный аппарат; 1го – газоочистительная установка; 1, 13, 16 – теплообменный аппарат; 2 – абсорбер; 3 – десорбер; 4 – брызгоотделитель; 5 – осушитель; 6 – инжектор; 7 – ресивер; 8 – компрессор; 10, 14 – регулирующий вентиль; 11, 15 – сепаратор

Глава 3. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПОЛИГЕНЕРАЦИИ

3.1. Эксергетический анализ схем полигенерации

3.1.1. Моделирование полигенерационных установок

Для проведения термодинамического анализа разработана математическая модель полигенерационных турбоустановок. Структура математической модели полигенерационной установки представлена на рис. 3.1. Моделирование полигенерационных установок производилось на уровне агрегатов, для которых составлялся материальный, тепловой и эксергетический балансы. Оптимизация полигенерационных установок проводилась на двух уровнях: на уровне агрегатов и на уровне схем полигенерационных установок. На уровне агрегатов производилась параметрическая оптимизация турбоустановок, а также оптимизация схем агрегатов (турбоустановки, установки для производства углекислоты и холода). Выбор оптимальных вариантов схем полигенерационных установок производился путем их сравнительного анализа по выбранным критериям.

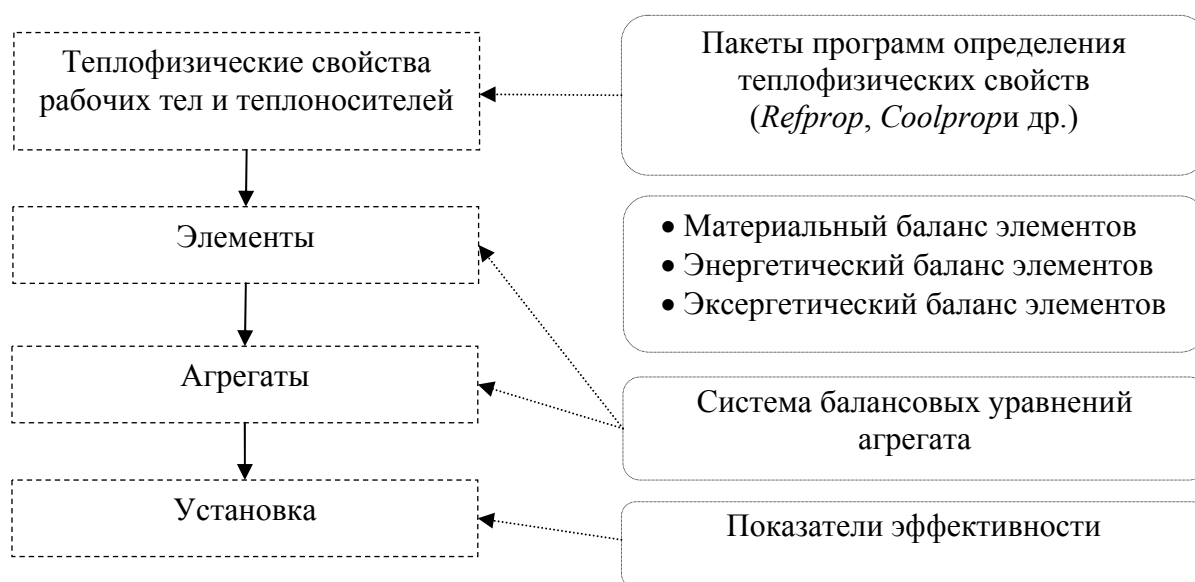


Рис. 3.1. Структура математической модели полигенерационной установки

В связи с большим количеством вариантов схем полигенерации для создания математической модели они были систематизированы

в виде матрицы (табл. 3.1). Элементы матрицы ($A_{i,j}$) могут принимать значения 0 и 1, соответственно 0 – элемент матрицы (схемы) не активен, 1 – элемент матрицы (схемы) активен. При этом в каждой строке может быть только один активный элемент. Таким образом, вводя в уравнения соответствующие коэффициенты $A_{i,j}$, можно создать универсальную систему уравнений, не зависящую от варианта схемы установки.

Таблица 3.1

Матрица агрегатов для синтеза схем полигенерации

Столбцы и строки	$A_{i,1}$	$A_{i,2}$	$A_{i,3}$	$A_{i,4}$	$A_{i,5}$	$A_{i,6}$
$A_{1,j}$	Установка для преобразования энергетических ресурсов					
	газотурбинная установка	котел-утилизатор	котлоагрегат	–	–	–
$A_{2,j}$	Установка для производства тепловой энергии					
	с ТО для подогрева теплоносителя	без ТО для подогрева теплоносителя	–	–	–	–
$A_{3,j}$	Установка с низкопотенциальным подводом теплоты для получения электрической энергии (турбоустановка на НКРТ)					
	на насыщенном и перегретом паре		с промежуточным перегревом		–	–
	без ТО	с ТО	с ТО	без ТО	–	–
$A_{4,j}$	Установка для получения холода					
	ПКХМ		УПХиУ			
			с собственным охлаждением конденсатора ХМ		с внешним охлаждением конденсатора ХМ	
	с охлаждением ТУ	без охлаждения ТУ	с охлаждением ТУ	без охлаждения ТУ	с охлаждением ТУ	без охлаждения ТУ

Система балансовых уравнений агрегата полигенерационной установки имеет следующий вид:

$$\begin{cases} \sum M_{\text{BX}} A_{i,j} = \sum M_{\text{ВЫХ}} A_{i,j}, \\ \sum U_{\text{BX}} A_{i,j} = \sum U_{\text{ВЫХ}} A_{i,j} + \sum \Delta U A_{i,j}, \\ \sum E_{\text{BX}} A_{i,j} = \sum E_{\text{ВЫХ}} A_{i,j} + \sum \Delta E A_{i,j}, \end{cases} \quad (3.1)$$

где $A_{i,j}$ – элементы матрицы, характеризующие схему полигенерационной установки, единиц; M_{BX} , $M_{\text{ВЫХ}}$ – соответственно массовый расход материального носителя за единицу времени, поступающего в агрегат полигенерационной установки и покидающий его, кг/с; U_{BX} , $U_{\text{ВЫХ}}$ – энергия, поступающая в агрегат полигенерационной установки и покидающая его, Дж/с; ΔU – потери энергии в агрегате полигенерационной установки, Дж/с; E_{BX} , $E_{\text{ВЫХ}}$ – эксергия, поступающая в агрегат полигенерационной установки и покидающая его, Дж/с; ΔE – потери эксергии в агрегате полигенерационной установки, Дж/с.

Определение членов системы балансовых уравнений агрегата производилось на основе уравнений материального, энергетического и эксергетического балансов элементов агрегата, составляемых аналогичным образом для каждого элемента, входящего в состав моделируемого агрегата.

Для систематизации расчетов, согласно [173, 174], эксергия разделялась на виды, представленные в табл. 3.2. Формулы расчета всех видов эксергии представлены в работах [23, 24, 173–180]. Учет тех или иных видов эксергии зависел от процессов, происходящих в системе. Так, для замкнутых систем учитывалась только термомеханическая эксергия веществ в замкнутом объеме [174].

Потери эксергии, согласно [23, 24], разделялись на две группы: внутренние потери – связанные с необратимостью процессов, протекающих внутри системы (потери, связанные с дросселированием, гидравлическими сопротивлениями, трением в машинах, тепломассообменом при конечных температурах и концентрационных напорах и др.); и внешние потери – связанные с условиями сопряжения системы с окружающей средой и находящимися в ней источниками и приемниками энергии (потери, связанные с разницей температур нагреваемого или охлаждаемого объекта и температуры рабочего тела, неидеальностью тепловой изоляции и др.).

Виды эксергии [23, 24, 173–180]

Эксергия энергии, не характеризующейся энтропией	Механическая работа	
	Электрическая энергия	
Эксергия, преобразование которой происходит с изменением энтропии	Термомеханическая эксергия	Термомеханическая эксергия вещества в замкнутом объеме
		Термомеханическая эксергия вещества в потоке
	Химическая эксергия	Реакционная эксергия
		Концентрационная эксергия
	Эксергия потоков теплоты	Эксергия теплового потока
		Эксергия излучения

Параметры в соответствующих точках термодинамического цикла (энтальпия, температура, энтропия, относительное давление) определялись при помощи соответствующих таблиц, программ и формул [23–25, 71–73, 123, 160–163, 173–186].

Относительное давление в конце обратимого адиабатного сжатия/расширения:

$$\pi_{i+1}^{\Gamma\Gamma\Upsilon} = \pi_i^{\Gamma\Gamma\Upsilon} \frac{p_{i+1}^{\Gamma\Gamma\Upsilon}}{p_i^{\Gamma\Gamma\Upsilon}}, \quad (3.2)$$

где $\pi_i^{\Gamma\Gamma\Upsilon}$, $\pi_{i+1}^{\Gamma\Gamma\Upsilon}$ – относительное давление в начале и в конце адиабатного процесса, о. е.; $p_i^{\Gamma\Gamma\Upsilon}$, $p_{i+1}^{\Gamma\Gamma\Upsilon}$ – давление в начале и в конце адиабатного процесса, Па.

Энтальпия в конце необратимого сжатия:

$$h_{i+1\text{д}}^{\Gamma\Gamma\Upsilon} = h_i^{\Gamma\Gamma\Upsilon} + \frac{h_{i+1}^{\Gamma\Gamma\Upsilon} - h_i^{\Gamma\Gamma\Upsilon}}{\eta_{\kappa}^{\Gamma\Gamma\Upsilon}}, \quad (3.3)$$

где $h_i^{\Gamma\Gamma\Upsilon}$, $h_{i+1}^{\Gamma\Gamma\Upsilon}$ – энтальпия в начале и в конце обратимого процесса сжатия, Дж/кг; $\eta_{\kappa}^{\Gamma\Gamma\Upsilon}$ – КПД компрессора, о. е.

Энтальпия в конце необратимого расширения:

$$h_{i+1\text{д}}^{\Gamma\Gamma\Upsilon} = h_i^{\Gamma\Gamma\Upsilon} - (h_i^{\Gamma\Gamma\Upsilon} - h_{i+1}^{\Gamma\Gamma\Upsilon}) \eta_{\kappa}^{\Gamma\Gamma\Upsilon}. \quad (3.4)$$

Действительное значение энтропии в конце процесса сжатия/расширения:

$$s_{i+1д}^{\Gamma\text{ТУ}} = s_{i+1д}^{\text{o}\Gamma\text{ТУ}} - R \cdot \ln \left(\frac{p_{i+1}^{\Gamma\text{ТУ}}}{p_i^{\Gamma\text{ТУ}}} \right), \quad (3.5)$$

где $s_{i+1д}^{\text{o}\Gamma\text{ТУ}}$ – энтропия воздуха, для обратимого процесса, Дж/(кг · К);
 R – универсальная газовая постоянная, Дж/(кг · К).

Далее представлена математическая модель полигенерационных установок в виде балансовых уравнений по блокам, согласно предложенных агрегатов схем полигенерации с пояснением методов определения их составляющих.

Математическое моделирование ГТУ

Схема газотурбинной установки представлена на рис. 2.13.

Материальный, тепловой и эксергетический балансы для ГТУ:

$$\begin{cases} M_{\text{в}}^{\Gamma\text{ТУ}} + M_{\text{т}}^{\Gamma\text{ТУ}} - M_{\text{дг}}^{\Gamma\text{ТУ}} = 0, \\ Q_{\text{в}}^{\Gamma\text{ТУ}} + Q_{\text{т}}^{\Gamma\text{ТУ}} - N_{\text{эл}}^{\Gamma\text{ТУ}} - Q_{\text{дг}}^{\Gamma\text{ТУ}} - \Delta L_{\text{к}}^{\Gamma\text{ТУ}} - \Delta L_{\text{т}}^{\Gamma\text{ТУ}} - \Delta L_{\text{кс}}^{\Gamma\text{ТУ}} = 0, \\ E_{\text{в}}^{\Gamma\text{ТУ}} + E_{\text{т}}^{\Gamma\text{ТУ}} - E_{\text{эл}}^{\Gamma\text{ТУ}} - E_{\text{дг}}^{\Gamma\text{ТУ}} - D_{\text{к}}^{\Gamma\text{ТУ}} - D_{\text{т}}^{\Gamma\text{ТУ}} - D_{\text{кс}}^{\Gamma\text{ТУ}} = 0, \end{cases} \quad (3.6)$$

где $M_{\text{в}}^{\Gamma\text{ТУ}}$ – массовый расход воздуха, поступающего в компрессор, кг/с; $M_{\text{т}}^{\Gamma\text{ТУ}}$ – массовый расход топлива, поступающего в камеру сгорания, кг/с; $M_{\text{дг}}^{\Gamma\text{ТУ}}$ – массовый расход дымовых газов, на выходе ГТУ, кг/с; $Q_{\text{в}}^{\Gamma\text{ТУ}}$ – количество теплоты, поступающей с воздухом в компрессор ГТУ, Дж/с; $Q_{\text{т}}^{\Gamma\text{ТУ}}$ – количество теплоты, содержащейся в топливе, поступающем в камеру сгорания ГТУ, Дж/с; $N_{\text{эл}}^{\Gamma\text{ТУ}}$ – количество вырабатываемой в ГТУ электрической энергии, Дж/с; $Q_{\text{дг}}^{\Gamma\text{ТУ}}$ – количество теплоты, содержащейся в выхлопных газах ГТУ, Дж/с; $\Delta L_{\text{к}}^{\Gamma\text{ТУ}}$ – потери энергии в компрессоре ГТУ, Дж/с; $\Delta L_{\text{т}}^{\Gamma\text{ТУ}}$ – потери энергии в турбине ГТУ, Дж/с; $\Delta L_{\text{кс}}^{\Gamma\text{ТУ}}$ – потери энергии в камере сгорания ГТУ, Дж/с; $E_{\text{в}}^{\Gamma\text{ТУ}}$ – эксергия воздуха, поступающего в компрессор ГТУ, Дж/с; $E_{\text{т}}^{\Gamma\text{ТУ}}$ – эксергия топлива, поступающего в камеру сгорания ГТУ, Дж/с; $E_{\text{эл}}^{\Gamma\text{ТУ}}$ – эксергия вырабатываемой в ГТУ электрической энергии, Дж/с; $E_{\text{дг}}^{\Gamma\text{ТУ}}$ – эксергия выхлопных газов ГТУ, Дж/с; $D_{\text{к}}^{\Gamma\text{ТУ}}$ – потери эксергии в компрессоре ГТУ, Дж/с; $D_{\text{т}}^{\Gamma\text{ТУ}}$ –

потери эксергии в турбине ГТУ, Дж/с; $D_{\text{КС}}^{\text{ГТУ}}$ – потери эксергии в камере сгорания ГТУ, Дж/с.

Теоретический объем воздуха [174]:

$$V^0 = 0,0476 \left[\sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n \right], \quad (3.7)$$

где $C_m H_n$ – объемный состав соответствующих компонентов природного газа (топлива для ГТУ), %.

Теоретический объем азота [174]:

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + 0,008N_2, \quad (3.8)$$

где N_2 – объемный состав азота в природном газе, %.

Теоретический объем трехатомных газов [174]:

$$V_{RO_2} = 0,01[CO_2 + \sum m \cdot C_m H_n], \quad (3.9)$$

где CO_2 – объемный состав диоксида углерода в природном газе, %.

Теоретический объем водяных паров:

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \left[\sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124 \cdot d_r \right] + 0,0161 \cdot V^0, \quad (3.10)$$

где d_r – влагосодержание газообразного топлива, г/нм³.

Масса продуктов сгорания ГТУ:

$$M^{\text{ГТУ}} = M_0^{\text{ГТУ}} + M_{H_2O}^{\text{ГТУ}} J_{H_2O}^{\text{ГТУ}} + M_{CO_2}^{\text{ГТУ}} + M_{N_2}^{\text{ГТУ}}, \quad (3.11)$$

где $M_0^{\text{ГТУ}}$, $M_{H_2O}^{\text{ГТУ}}$, $J_{H_2O}^{\text{ГТУ}}$, $M_{N_2}^{\text{ГТУ}}$ – соответственно масса воздуха, воды, диоксида углерода и азота, содержащихся в дымовых газах при сжигании одного метра кубического природного газа, определяется (за исключением массы воздуха) как произведение соответствующего объема газа на его плотность при данных условиях расчета, кг/м³.

Масса воздуха, содержащегося в дымовых газах ГТУ:

$$M_0^{\text{ГТУ}} = (\alpha_d^{\text{ГТУ}} - 1) V^0 \cdot \rho_{\text{возд}}^{\text{ГТУ}}, \quad (3.12)$$

где $\alpha_d^{\text{ГТУ}}$ – действительный коэффициент избытка воздуха, с учетом условий работы газовой турбины ГТУ, ед.; $\rho_{\text{возд}}^{\text{ГТУ}}$ – плотность воздуха при соответствующих параметрах, кг/м³.

Количество теплоты, поступающей с воздухом в ГТУ (при небольших значениях может не учитываться в расчетах):

$$Q_B^{ГТУ} = h_1^{ГТУ} \cdot M_B^{ГТУ}, \quad (3.13)$$

где $h_1^{ГТУ}$ – энтальпия воздуха, поступающего в ГТУ, Дж/кг; $M_B^{ГТУ}$ – массовый расход воздуха, поступающего в компрессор, кг/с.

Количество теплоты, содержащейся в топливе, поступающем в камеру сгорания ГТУ:

$$Q_T^{ГТУ} = Q_H^{ГТУ} \cdot G_T^{ГТУ}, \quad (3.14)$$

где $Q_H^{ГТУ}$ – низшая теплота сгорания топлива Дж/кг или Дж/м³; $G_T^{ГТУ}$ – расход топлива кг/с или м³/с.

Количество вырабатываемой в ГТУ электрической энергии:

$$N_{эл}^{ГТУ} = \left(L_T^{ГТУ} \eta_{мехТ}^{ГТУ} - \frac{L_K^{ГТУ}}{\eta_{мехК}^{ГТУ}} \right) \eta_{генК}^{ГТУ}, \quad (3.15)$$

где $L_T^{ГТУ}$ – действительная работа, совершаемая в газовой турбине, Дж/с; $\eta_{мехТ}^{ГТУ}$ – механический КПД газовой турбины, о. е.; $\eta_{генК}^{ГТУ}$ – КПД генератора ГТУ, о. е.

Количество теплоты, содержащейся в выхлопных газах ГТУ:

$$Q_{дг}^{ГТУ} = h_4^{ГТУ} \cdot M^{ГТУ}, \quad (3.16)$$

где $h_4^{ГТУ}$ – энтальпия выхлопных газов ГТУ, Дж/кг.

Потери энергии в компрессоре ГТУ:

$$\Delta L_K^{ГТУ} = \frac{L_K^{ГТУ}}{\eta_{мехК}^{ГТУ}} - L_{оК}^{ГТУ}, \quad (3.17)$$

где $L_K^{ГТУ}$ – действительная работа, совершаемая в компрессоре ГТУ, Дж/с; $\eta_{мехК}^{ГТУ}$ – механический КПД компрессора, о. е.; $L_{оК}^{ГТУ}$ – теоретическая работа, совершаемая в компрессоре ГТУ, Дж/с; $\Delta L_T^{ГТУ}$ – потери энергии в турбине ГТУ, Дж/с.

Потери энергии в газовой турбине:

$$\Delta L_T^{ГТУ} = L_{оТ}^{ГТУ} - \left(\left(L_T^{ГТУ} \eta_{мехТ}^{ГТУ} - \frac{L_K^{ГТУ}}{\eta_{мехК}^{ГТУ}} \right) \eta_{ген}^{ГТУ} + \frac{L_L^{ГТУ}}{\eta_{мехК}^{ГТУ}} \right), \quad (3.18)$$

где $L_{oT}^{\Gamma TУ}$ – теоретическая работа, совершаемая в турбине ГТУ, Дж/с;
 $L_T^{\Gamma TУ}$ – действительная работа, совершаемая в турбине ГТУ, Дж/с;
 $\eta_{\text{мехК}}^{\Gamma TУ}$ – механический КПД турбины, о. е.; $\eta_{\text{ген}}^{\Gamma TУ}$ – КПД генератора, о. е.

Потери энергии в камере сгорания ГТУ:

$$\Delta L_{\text{КС}}^{\Gamma TУ} = Q_T^{\Gamma TУ} - (h_3^{\Gamma TУ} M^{\Gamma TУ} - h_2^{\Gamma TУ} M_d^{\Gamma TУ}), \quad (3.19)$$

где $h_3^{\Gamma TУ}$ – энтальпия продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания ГТУ, Дж/кг или Дж/м³; $h_2^{\Gamma TУ}$ – энтальпия воздуха, поступающего в камеру сгорания ГТУ, Дж/кг или Дж/м³.

Эксергия рабочего тела в соответствующих точках цикла определяется по формуле [23–25, 121, 122, 160–163, 173]:

$$E_i^{\Gamma TУ} = \left((h_i^{\Gamma TУ} - h_0^{\Gamma TУ}) - T_0^{\Gamma TУ} (s_i^{\Gamma TУ} - s_0^{\Gamma TУ}) \right) M_i^{\Gamma TУ}, \quad (3.20)$$

где $h_i^{\Gamma TУ}$, $s_i^{\Gamma TУ}$ – энтальпия и энтропия рабочего тела (воздуха, продуктов сгорания и т. д.) в i -й точке цикла, соответственно Дж/кг и Дж/(кг · К); $h_0^{\Gamma TУ}$, $T_0^{\Gamma TУ}$, $s_0^{\Gamma TУ}$ – параметры рабочего тела в выбранной точке отсчета (относительно которой и производится эксергетический расчет), соответственно Дж/кг, К, Дж/(кг·К); $M_i^{\Gamma TУ}$ – массовый расход рабочего тела в i -й точке цикла, кг/с.

Потери эксергии в компрессоре ГТУ:

$$D_K^{\Gamma TУ} = \frac{L_K^{\Gamma TУ}}{\eta_{\text{мехК}}^{\Gamma TУ}} - (E_2^{\Gamma TУ} - E_1^{\Gamma TУ}), \quad (3.21)$$

где $E_1^{\Gamma TУ}$ – эксергия воздуха, поступающего в компрессор ГТУ, Дж/с;
 $E_2^{\Gamma TУ}$ – эксергия воздуха на выходе из компрессора, Дж/с.

Работа, совершаемая компрессором ГТУ:

$$L_K^{\Gamma TУ} = (h_2^{\Gamma TУ} - h_1^{\Gamma TУ}) M_B^{\Gamma TУ}. \quad (3.22)$$

При этом расход воздуха, поступающего в компрессор ГТУ, зависит от допустимой температуры газов на входе в газовую турбину.

Эксергия топлива:

$$E_q^{\Gamma TУ} = Q_H^{\Gamma TУ} \cdot G_T^{\Gamma TУ}. \quad (3.23)$$

Потери эксергии в камере сгорания ГТУ:

$$D_{\text{КС}}^{\text{ГТУ}} = E_q^{\text{ГТУ}} - (E_3^{\text{ГТУ}} - E_2^{\text{ГТУ}}), \quad (3.24)$$

где $E_3^{\text{ГТУ}}$ – эксергия продуктов сгорания, поступающих в газовую турбину, Дж/с.

Потери эксергии в газовой турбине:

$$D_{\text{T}}^{\text{ГТУ}} = (E_3^{\text{ГТУ}} - E_4^{\text{ГТУ}}) - \left(\left(L_{\text{T}}^{\text{ГТУ}} \cdot \eta_{\text{мехТ}} - \frac{L_{\text{T}}^{\text{ГТУ}}}{\eta_{\text{мехК}}^{\text{ГТУ}}} \right) \eta_{\text{ген}}^{\text{ГТУ}} + \frac{L_{\text{К}}^{\text{ГТУ}}}{\eta_{\text{мехК}}^{\text{ГТУ}}} \right), \quad (3.25)$$

где $E_4^{\text{ГТУ}}$ – эксергия выхлопных газов ГТУ, Дж/с.

Действительная работа, совершаемая в газовой турбине:

$$L_{\text{T}}^{\text{ГТУ}} = (h_3^{\text{ГТУ}} - h_4^{\text{ГТУ}}) M^{\text{ГТУ}}. \quad (3.26)$$

Математическое моделирование котла-утилизатора

Котел-утилизатор входит в состав турбоустановки, поэтому система балансовых уравнений не представляется, в свою очередь, ВЭР характеризуются задаваемыми параметрами, а эксергия тепла, поступающего со вторичными энергетическими ресурсами, определяется:

$$E_{q_{\text{ВХ}}}^{\text{ВЭР}} = Q^{\text{ВЭР}} \left(1 - \left(\frac{T_{\text{ос}}}{T^{\text{ВЭР}}} \right) \right), \quad (3.27)$$

где $Q^{\text{ВЭР}}$ – количество теплоты, поступающей с ВЭР, Дж/с; $T_{\text{ос}}$ – температура точки отсчета, например, температура окружающей среды, К; $T^{\text{ВЭР}}$ – температура ВЭР, К.

Математическое моделирование котлоагрегата

Предложены две схемы котлоагрегата: с подогревом теплоносителя в корпусе котлоагрегата и без подогрева теплоносителя. Схемы котлоагрегатов представлены на рис. 2.14.

Система балансовых уравнений для котлоагрегата имеет следующий вид:

$$\begin{cases} M_B^{KA} + M_T^{KA} - M_{дг}^{KA} = 0, \\ Q_B^{KA} + Q_q^{KA} - Q_{ка}^{ТД} + A_{2,1} \cdot Q_{вх}^{ТН} - A_{2,1} \cdot Q_{вых}^{ТН} - \Delta Q^{KA} = 0, \\ E_B^{KA} + E_q^{KA} - E_{ка}^{ТД} + A_{2,1} \cdot E_{вх}^{ТН} - A_{2,1} \cdot E_{вых}^{ТН} - D^{KA} = 0, \end{cases} \quad (3.28)$$

где M_B^{KA} – расход воздуха, поступающего в котлоагрегат, кг/с; M_T^{KA} – расход топлива, поступающего в котлоагрегат, кг/с; $M_{дг}^{KA}$ – расход дымовых газов, на выходе котлоагрегата, кг/с; Q_B^{KA} – количество теплоты, поступающей с воздухом в котлоагрегат, Дж/с; Q_q^{KA} – количество энергии, содержащейся в топливе, поступающем в котлоагрегат, Дж/с; $Q_{ка}^{ТД}$ – количество теплоты, идущей на нагрев, кипение и перегрев НКРТ, Дж/с; $Q_{вх}^{ТН}$ – количество теплоты, содержащейся в теплоносителе, который поступает в котлоагрегат, Дж/с; $Q_{вых}^{ТН}$ – количество теплоты, содержащейся в теплоносителе на выходе из котлоагрегата, Дж/с; Q^{KA} – потери энергии в котлоагрегате, Дж/с; E_B^{KA} – эксергия воздуха, поступающего в котлоагрегат, Дж/с; E_q^{KA} – эксергия топлива, поступающего в котлоагрегат, Дж/с; $E_{ка}^{ТД}$ – полезно используемая эксергия, идущая на нагрев, кипение и перегрев рабочего тела в ТУ на НКРТ, Дж/с; $E_{вых}^{ТН}$ – эксергия теплоносителя на выходе из подогревателя определяется по формуле (3.31), Дж/с; $E_{вх}^{ТН}$ – эксергия теплоносителя на входе в подогреватель определяется по формуле (3.31), Дж/с; D^{KA} – потери эксергии в котлоагрегате, Дж/с.

Количество теплоты, поступающей с воздухом в котлоагрегат, количество теплоты, содержащейся в топливе, и другие составляющие теплового баланса определяются аналогично, как и для ГТУ.

Эксергия топлива:

$$E_q^{KA} = Q_H^{KA} \cdot G_{топл}^{KA}, \quad (3.29)$$

где Q_H^{KA} – низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг или Дж/м³; $G_{топл}^{KA}$ – расход топлива, кг/с или м³/с.

Для определения отдельно потери эксергии в подогревателе теплоносителя и остальной части котлоагрегата, предназначенной для

нагрева рабочего тела турбоустановки, необходимо знать температуры дымовых газов по газозвоздушному тракту, для чего необходим более детальный расчет котлоагрегата. Однако определить суммарные потери в котлоагрегате не составляет труда. Тогда потери эксергии в котлоагрегате:

$$D^{KA} = E_q^{KA} - \Delta E_{ка}^{ТД} - (E_{вых}^{ТН} - E_{вх}^{ТН}). \quad (3.30)$$

Эксергия теплоносителя в общем виде определяется как составляющая термомеханической и химической (реакционной и концентрационной) эксергии теплоносителя, однако, согласно [24], при отсутствии процессов испарения и конденсации допускается учет только термомеханической эксергии теплоносителя, рассчитываемой по формуле:

$$E_i^{ТН} = \left((h_i^{ТН} - h_0^{ТН}) - T_0^{ТН} (s_i^{ТН} - s_0^{ТН}) \right) M_i^{\Gamma TY}, \quad (3.31)$$

где $h_i^{ТН}$, $h_0^{ТН}$, $s_i^{ТН}$ – энтальпия и энтропия рабочего тела (теплоносителя) в i -й точке, соответственно Дж/кг и Дж/(кг · К); $h_0^{ТН}$, $T_0^{ТН}$, $s_0^{ТН}$ – параметры рабочего тела в выбранной точке отсчета, соответственно Дж/кг, К, Дж/(кг · К); $M_i^{\Gamma TY}$ – массовый расход рабочего тела в i -й точке цикла, кг/с.

Согласно [24], когда процесс передачи теплоты происходит в изобарных или близких к ним условиях, например, в теплообменниках, а для прямого расчета необходимых величин нет достаточных данных или расчет характеризуется большой трудоемкостью, изменение термомеханической эксергии вещества равно эксергии теплового потока, подведенного к веществу или отведенного от него. Тогда для определения изменения термомеханической эксергии теплоносителя может быть использована следующая формула [24, 125]:

$$\Delta E^{ТН} = \Delta Q^{ТН} \left(1 - \left(\frac{T_0^{ТН}}{T^{ТН}} \right) \right), \quad (3.32)$$

где $\Delta Q^{ТН}$ – количество теплоты, подведенной к теплоносителю, Дж/с; $T_0^{ТН}$ – температура точки отсчета, К; $T^{ТН}$ – температура теплоносителя, К.

Математическое моделирование подогревателя теплоносителя

Система уравнений материального, теплового и эксергетического балансов для подогревателя теплоносителя в общем виде выглядит следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{\text{ВХ}}^{\text{ТН}} - M_{\text{ВЫХ}}^{\text{ТН}} = 0, \\ A_{1,1} M_{\text{ДГ.ВХ}}^{\text{ГТУ}} - A_{1,1} M_{\text{ДГ.ВХ}}^{\text{ГТУ}} + A_{1,2} M_{\text{ВХ}}^{\text{ВЭР}} - A_{1,2} M_{\text{ВЫХ}}^{\text{ВЭР}} = 0, \\ A_{1,1} Q_{\text{ДГ.ВХ}}^{\text{ГТУ}} + Q_{\text{ВХ}}^{\text{ТН}} - A_{1,1} Q_{\text{ДГ.ВЫХ}}^{\text{ГТУ}} - Q_{\text{ВЫХ}}^{\text{ТН}} - A_{1,1} \Delta Q_{\text{ТО}}^{\text{ГТУ}} = 0, \\ A_{1,2} Q_{\text{ВХ}}^{\text{ВЭР}} + Q_{\text{ВХ}}^{\text{ТН}} - A_{1,2} Q_{\text{ВЫХ}}^{\text{ВЭР}} - Q_{\text{ВЫХ}}^{\text{ТН}} - A_{1,2} \Delta Q_{\text{ТО}}^{\text{ВЭР}} = 0, \\ A_{1,1} E_{\text{ДГ.ВХ}}^{\text{ГТУ}} + E_{\text{ВХ}}^{\text{ТН}} - A_{1,1} E_{\text{ДГ.ВЫХ}}^{\text{ГТУ}} - E_{\text{ВЫХ}}^{\text{ТН}} - A_{1,1} D_{\text{ПС}}^{\text{ГТУ}} = 0, \\ A_{1,2} E_{\text{ВХ}}^{\text{ВЭР}} + E_{\text{ВХ}}^{\text{ТН}} - A_{1,2} E_{\text{ВЫХ}}^{\text{ВЭР}} - E_{\text{ВЫХ}}^{\text{ТН}} - A_{1,2} D_{\text{ПС}}^{\text{ВЭР}} = 0, \end{array} \right. \quad (3.33)$$

где $M_{\text{ВХ}}^{\text{ТН}}$ – расход теплоносителя, поступающего в подогреватель, кг/с; $M_{\text{ВЫХ}}^{\text{ТН}}$ – расход теплоносителя на выходе из подогревателя, кг/с; $M_{\text{ДГ.ВХ}}^{\text{ГТУ}}$ – массовый расход дымовых газов на входе в подогреватель, кг/с; $M_{\text{ДГ.ВЫХ}}^{\text{ГТУ}}$ – массовый расход дымовых газов на выходе из подогревателя, кг/с; $M_{\text{ВХ}}^{\text{ВЭР}}$ – массовый расход ВЭР на входе в подогреватель, кг/с; $M_{\text{ВЫХ}}^{\text{ВЭР}}$ – массовый расход ВЭР на выходе из подогревателя, кг/с; $Q_{\text{ДГ.ВХ}}^{\text{ГТУ}}$ – количество теплоты, содержащейся в выхлопных газах ГТУ, поступающих в подогреватель, Дж/с; $Q_{\text{ДГ.ВХ}}^{\text{ГТУ}}$ – количество теплоты, содержащейся в выхлопных газах ГТУ, покидающих подогреватель, Дж/с; $Q_{\text{ВХ}}^{\text{ТН}}$ – количество теплоты, содержащейся в поступающем в подогреватель теплоносителе, Дж/с; $Q_{\text{ВЫХ}}^{\text{ТН}}$ – количество теплоты, содержащейся в покидающем подогреватель теплоносителе, Дж/с; $\Delta Q_{\text{ТО}}^{\text{ВЭР}}$ – потери энергии в подогревателе, Дж/с; $Q_{\text{ДГ.ВХ}}^{\text{ГТУ}}$ – количество теплоты, содержащейся в ВЭР, которые поступают в подогреватель, Дж/с; $Q_{\text{ДГ.ВЫХ}}^{\text{ВЭР}}$ – количество теплоты, содержащейся в ВЭР, которые покидают подогреватель, Дж/с; $\Delta Q_{\text{ТО}}^{\text{ВЭР}}$ – потери энергии в подогревателе, Дж/с; $E_{\text{ДГ.ВХ}}^{\text{ГТУ}}$ – эксергия выхлопных газов ГТУ, посту-

пающих в подогреватель, Дж/с; $E_{\text{дг.вых}}^{\text{ГТУ}}$ – эксергия выхлопных газов ГТУ, покидающих подогреватель, Дж/с; $E_{\text{вх}}^{\text{ТН}}$ – эксергия теплоносителя, поступающего в подогреватель, Дж/с; $E_{\text{вых}}^{\text{ТН}}$ – эксергия теплоносителя, покидающего подогреватель, Дж/с; $D_{\text{ПС}}^{\text{ГТУ}}$ – потери эксергии в подогревателе, Дж/с; $E_{\text{дг.вх}}^{\text{ВЭР}}$ – эксергия ВЭР, поступающих в подогреватель, Дж/с; $E_{\text{дг.вых}}^{\text{ВЭР}}$ – эксергия ВЭР, покидающих подогреватель, Дж/с; $D_{\text{ПС}}^{\text{ВЭР}}$ – потери эксергии в подогревателе, Дж/с.

Определение элементов материального баланса аналогично предыдущим расчетам.

Потери эксергии в подогревателе (когда в качестве источника энергии используются выхлопные газы ГТУ):

$$D_{\text{ПС}}^{\text{ГТУ}} = (E_4^{\text{ГТУ}} - E_{4'}^{\text{ГТУ}}) - (E_{\text{вых}}^{\text{ТН}} - E_{\text{вх}}^{\text{ТН}}), \quad (3.34)$$

где $E_{4'}^{\text{ГТУ}}$ – эксергия продуктов сгорания на выходе из подогревателя теплоносителя, Дж/с; $E_{\text{вых}}^{\text{ТН}}$ – эксергия теплоносителя на выходе из подогревателя, Дж/с; $E_{\text{вх}}^{\text{ТН}}$ – эксергия теплоносителя на входе в подогреватель, Дж/с.

Потери эксергии в подогревателе (когда в качестве источника энергии используются тепловые ВЭР):

$$D_{\text{ПС}}^{\text{ВЭР}} = (E_{q_{\text{вх}}}^{\text{ВЭР}} - E_{q_{\text{вых}}}^{\text{ВЭР}}) - (E_{\text{вых}}^{\text{ТН}} - E_{\text{вх}}^{\text{ТН}}), \quad (3.35)$$

где $E_{q_{\text{вых}}}^{\text{ВЭР}}$ – эксергия ВЭР на выходе из подогревателя теплоносителя, а в качестве температуры принимается температура ВЭР на выходе из подогревателя $T_{\text{вых}}^{\text{ВЭР}}$ – определяется из энергетического баланса подогревателя), Дж/с; $E_{\text{вых}}^{\text{ТН}}$ – эксергия теплоносителя на выходе из подогревателя, Дж/с; $E_{\text{вх}}^{\text{ТН}}$ – эксергия теплоносителя на входе в подогреватель, Дж/с.

Для схемы, когда в качестве источника энергии используется котлоагрегат, потери эксергии подогревателя теплоносителя рассматриваются совместно с потерями эксергии в котлоагрегате (см. математическое моделирование котлоагрегата).

Математическое моделирование турбоустановок

Схемы ТУ на НКРТ представлены на рис. 2.15–2.18.

Параметры в соответствующих точках цикла (температура, давление, энтропия, энтальпия) определяются при помощи соответствующих таблиц, программ и формул [23–25, 6–68, 18, 121 160–163, 73–179].

Энтальпия в конце необратимого процесса сжатия:

$$h_{i+1д}^{ТУ} = h_i^{ТУ} + (h_{i+1}^{ТУ} - h_i^{ТУ}) \eta_n^{ТУ}, \quad (3.36)$$

где $h_i^{ТУ}$, $h_{i+1}^{ТУ}$ – энтальпия в начале и в конце обратимого процесса сжатия, Дж/кг; $\eta_n^{ТУ}$ – КПД насоса, о. е.

Энтальпия в конце необратимого процесса расширения:

$$h_{i+1д}^{ТУ} = h_i^{ТУ} - (h_i^{ТУ} - h_{i+1д}^{ТУ}) \eta_t^{ТУ}, \quad (3.37)$$

где $h_i^{ТУ}$, $h_{i+1д}^{ТУ}$ – энтальпия в начале и в конце обратимого процесса расширения, Дж/кг; $\eta_t^{ТУ}$ – КПД турбины, о. е.

Система балансовых уравнений турбоустановок на НКРТ имеет следующий вид:

$$\begin{cases} G_{вх}^{ТУ} - G_{вых}^{ТУ} = 0, \\ Q_{qвх}^{ТУ} - Q_{qвых}^{ТУ} + N_n^{ТУ} - N_{эл}^{ТУ} - \Delta L_{тд}^{ТУ} - \Delta L_n^{ТУ} - \Delta Q_{ку}^{ТУ} - \\ - \Delta Q_{кд}^{ТУ} - A_{3,j} \cdot \Delta Q_{то}^{ТУ} = 0, \\ E_{qвх}^{ТУ} - E_{qвых}^{ТУ} + E_n^{ТУ} - E_{эл}^{ТУ} - D_{тд}^{ТУ} - D_n^{ТУ} - D_{ку}^{ТУ} - \\ - D_{ку}^{ТУ} - A_{3,j} \cdot D_{то}^{ТУ} = 0, \end{cases} \quad (3.38)$$

где $G_{вх}^{ТУ}$, $G_{вых}^{ТУ}$ – соответственно расход рабочего тела на входе и выходе из элемента турбоустановки (расход рабочего тела остается неизменным во всех элементах турбоустановки), кг/с; $Q_{qвх}^{ТУ}$ – количество теплоты, содержащейся в дымовых газах (тепловых ВЭР), поступающих в котел-утилизатор, либо количество теплоты, содержащейся в термостойком масле, поступающем в теплообменный аппарат, Дж/с; $Q_{qвых}^{ТУ}$ – количество теплоты, содержащейся в дымовых газах (тепло-

вых ВЭР), покидающих котел-утилизатор, либо количество теплоты, содержащейся в термостойком масле, покидающем теплообменный аппарат, Дж/с; $N_{\text{н}}^{\text{ТУ}}$ – количество электрической энергии, потребляемой насосом турбоустановки, Дж/с; $N_{\text{эл}}^{\text{ТУ}}$ – количество электрической энергии, вырабатываемой в турбоустановке, Дж/с; $\Delta L_{\text{тд}}^{\text{ТУ}}$ – потери энергии в турбине, Дж/с; $\Delta L_{\text{н}}^{\text{ТУ}}$ – потери энергии в насосе, Дж/с; $\Delta Q_{\text{кв}}^{\text{ТУ}}$ – потери энергии в котле-утилизаторе, Дж/с; $\Delta Q_{\text{то}}^{\text{ТУ}}$ – потери энергии в теплообменнике, Дж/с; $\Delta Q_{\text{кд}}^{\text{ТУ}}$ – потери энергии в конденсаторе ТУ, Дж/с; $E_{\text{qvх}}^{\text{ТУ}}$ – эксергия дымовых газов (тепловых ВЭР), поступающих в котел-утилизатор, либо эксергия термостойкого масла, поступающего в теплообменный аппарат, Дж/с; $E_{\text{qvых}}^{\text{ТУ}}$ – эксергия дымовых газов (тепловых ВЭР), покидающих котел-утилизатор, либо эксергия термостойкого масла, покидающего теплообменный аппарат, Дж/с; $E_{\text{н}}^{\text{ТУ}}$ – эксергия электрической энергии, потребляемой насосом турбоустановки, Дж/с; $E_{\text{эл}}^{\text{ТУ}}$ – эксергия электрической энергии, вырабатываемой в турбоустановке, Дж/с; $D_{\text{тд}}^{\text{ТУ}}$ – потери эксергии в турбине, Дж/с; $D_{\text{н}}^{\text{ТУ}}$ – потери эксергии в насосе, Дж/с; $D_{\text{кв}}^{\text{ТУ}}$ – потери эксергии в котле-утилизаторе, Дж/с; $D_{\text{кв}}^{\text{ТУ}}$ – потери эксергии в конденсаторе ТУ, Дж/с; $D_{\text{то}}^{\text{ТУ}}$ – потери эксергии в теплообменнике, Дж/с.

Определить составные части энергетического баланса не составляет труда (аналогично предыдущим расчетам), более подробно рассмотрим эксергетический баланс турбоустановки.

Расход рабочего тела в цикле:

– для схемы на перегретом паре с регенерацией:

$$G_{\text{нкрт}}^{\text{ТУ}} = \frac{Q_{\text{получ}}^{\text{ТУ}}}{\left(h_3^{\text{ТУ}} - h_2^{\text{ТУ}} - (h_4^{\text{ТУ}} - h_5^{\text{ТУ}}) \eta_{\text{то}}^{\text{ТУ}} \right)}, \quad (3.39)$$

где $Q_{\text{получ}}^{\text{ТУ}}$ – количество теплоты, воспринимаемой НКРТ в КУ (теплообменном аппарате), Дж/с; $h_3^{\text{ТУ}}$ – энтальпия НКРТ на входе в турбину, Дж/кг; $h_2^{\text{ТУ}}$ – энтальпия НКРТ после повышения давления в насосе, Дж/кг; $h_4^{\text{ТУ}}$ – энтальпия НКРТ на выхлопе турбины, Дж/кг; $h_5^{\text{ТУ}}$ – эн-

тальпия НКРТ на выходе из теплообменника, Дж/кг; $\eta_{\text{ТО}}^{\text{ТУ}}$ – КПД теплообменника, о. е.;

– для схемы на перегретом паре без регенерации:

$$G_{\text{НКРТ}}^{\text{ТУ}} = \frac{Q_{\text{получ}}^{\text{ТУ}}}{(h_3^{\text{ТУ}} - h_2^{\text{ТУ}})}; \quad (3.40)$$

– для схемы с промежуточным перегревом и регенерацией:

$$G_{\text{НКРТ}}^{\text{ТУ}} = \frac{Q_{\text{получ}}^{\text{ТУ}}}{\left(h_3^{\text{ТУ}} - h_2^{\text{ТУ}} + h_3''^{\text{ТУ}} - h_3'^{\text{ТУ}} - (h_4^{\text{ТУ}} - h_5^{\text{ТУ}})\eta_{\text{ТО}}^{\text{ТУ}}\right)}, \quad (3.41)$$

где $h_3''^{\text{ТУ}}$ – энтальпия НКРТ после промежуточного перегревателя, Дж/кг; $h_3'^{\text{ТУ}}$ – энтальпия НКРТ на входе в промежуточный перегреватель, Дж/кг;

– для схемы с промежуточным перегревом без регенерации:

$$G_{\text{НКРТ}}^{\text{ТУ}} = \frac{Q_{\text{получ}}^{\text{ТУ}}}{\left(h_3^{\text{ТУ}} - h_2^{\text{ТУ}} + h_3''^{\text{ТУ}} - h_3'^{\text{ТУ}}\right)}. \quad (3.42)$$

Тогда по найденному давлению и энтальпии определяем недостающие параметры (температуру, энтропию).

Эксергия рабочего тела в характерных точках цикла определяется по формуле [124]:

$$E_i^{\text{ТУ}} = \left((h_i^{\text{ТУ}} - h_0^{\text{ТУ}}) - T_0^{\text{ТУ}}(s_i^{\text{ТУ}} - s_0^{\text{ТУ}})\right)G_i^{\text{ТУ}}, \quad (3.43)$$

где $h_i^{\text{ТУ}}, s_i^{\text{ТУ}}$ – энтальпия и энтропия рабочего тела в i -й точке цикла, соответственно Дж/кг, Дж/(кг · К); $h_0^{\text{ТУ}}, T_0^{\text{ТУ}}, s_0^{\text{ТУ}}$ – параметры рабочего тела в выбранной точке отсчета (относительно которой и производится эксергетический расчет), соответственно Дж/кг, К, Дж/(кг · К); $G_i^{\text{ТУ}}$ – расход рабочего тела в i -й точке цикла, кг/с.

Потери эксергии в котле-утилизаторе [132]:

– для схемы с теплообменным аппаратом (на перегретом паре):

$$D_{\text{КУ}}^{\text{ТУ}} = \left(E_{q_{\text{ВХ}}}^{\text{ТУ}} - E_{q_{\text{ВЫХ}}}^{\text{ТУ}}\right) - \left(E_3^{\text{ТУ}} - E_{2'}^{\text{ТУ}}\right), \quad (3.44)$$

где $E_{q_{\text{ВХ}}}^{\text{ТУ}}$ – эксергия теплоты, поступающей с дымовыми газами (тепловыми ВЭР) в котла-утилизатора, либо эксергия теплоты, поступающей с термостойким маслом в теплообменный аппарат, Дж/с; $E_{q_{\text{ВЫХ}}}^{\text{ТУ}}$ – эксергия теплоты дымовых газов (тепловых ВЭР), покидающих котел-утилизатор, либо эксергия теплоты термостойкого масла, покидающего теплообменный аппарат, Дж/с; $E_3^{\text{ТУ}}$ – эксергия НКРТ на выходе из котла-утилизатора (теплообменного аппарата), Дж/с; $E_{2'}^{\text{ТУ}}$ – эксергия НКРТ на входе в котле-утилизаторе после подогрева в теплообменнике, Дж/с;

– для схемы без теплообменного аппарата (на перегретом паре):

$$D_{\text{КУ}}^{\text{ТУ}} = \left(E_{q_{\text{ВХ}}}^{\text{ТУ}} - E_{q_{\text{ВЫХ}}}^{\text{ТУ}} \right) - \left(E_3^{\text{ТУ}} - E_{2'}^{\text{ТУ}} \right), \quad (3.45)$$

где $E_{2'}^{\text{ТУ}}$ – эксергия НКРТ на входе в котел-утилизатор без подогрева в теплообменнике, Дж/с;

– для схемы с теплообменным аппаратом (с промежуточным перегревом)

$$D_{\text{КУ}}^{\text{ТУ}} = \left(E_{q_{\text{ВХ}}}^{\text{ТУ}} - E_{q_{\text{ВЫХ}}}^{\text{ТУ}} \right) - \left(E_3^{\text{ТУ}} - E_{2'}^{\text{ТУ}} \right) - \left(E_{3''}^{\text{ТУ}} - E_{3'}^{\text{ТУ}} \right), \quad (3.46)$$

где $E_{3'}^{\text{ТУ}}$ – эксергия НКРТ на выходе из ЧВД турбины, Дж/с; $E_{3''}^{\text{ТУ}}$ – эксергия НКРТ на входе в ЧНД турбины, Дж/с;

– для схемы без теплообменного аппарата (с промежуточным перегревом):

$$D_{\text{КУ}}^{\text{ТУ}} = \left(E_{q_{\text{ВХ}}}^{\text{ТУ}} - E_{q_{\text{ВЫХ}}}^{\text{ТУ}} \right) - \left(E_3^{\text{ТУ}} - E_{2'}^{\text{ТУ}} \right) - \left(E_{3''}^{\text{ТУ}} - E_{3'}^{\text{ТУ}} \right). \quad (3.47)$$

В свою очередь, эксергия теплоты, подведенной в котле-утилизаторе:

– источник энергии ГТУ:

$$E_{q_{\text{ВХ}}}^{\text{ТУ}} = E_{4'}^{\text{ГТУ}}; \quad (3.48)$$

– источник энергии ВЭР:

$$E_{q_{\text{ВХ}}}^{\text{ТУ}} = E_{q_{\text{ВЫХ}}}^{\text{ВЭР}}. \quad (3.49)$$

Потери эксергии в контуре котлоагрегат – термостойкое масло – теплообменный аппарат рассмотрены выше (3.44) с учетом потерь нагрева теплоносителя.

В свою очередь, эксергия, идущая на нагрев, кипение и перегрев рабочего тела в цикле:

– для схемы с теплообменным аппаратом (на перегретом паре):

$$\Delta E_{\text{ка}}^{\text{ТУ}} = E_3^{\text{ТУ}} - E_{2'}^{\text{ТУ}}; \quad (3.50)$$

– для схемы без теплообменного аппарата (на перегретом паре):

$$\Delta E_{\text{ка}}^{\text{ТУ}} = E_3^{\text{ТУ}} - E_2^{\text{ТУ}}; \quad (3.51)$$

– для схемы с теплообменным аппаратом (с промежуточным перегревом):

$$\Delta E_{\text{ка}}^{\text{ТУ}} = E_3^{\text{ТУ}} - E_{2'}^{\text{ТУ}} + E_{3''}^{\text{ТУ}} - E_{3'}^{\text{ТУ}}; \quad (3.52)$$

– для схемы без теплообменного аппарата (с промежуточным перегревом)

$$\Delta E_{\text{ка}}^{\text{ТУ}} = E_3^{\text{ТУ}} - E_2^{\text{ТУ}} + E_{3''}^{\text{ТУ}} - E_{3'}^{\text{ТУ}}. \quad (3.53)$$

Потери эксергии в турбоагрегате:

– для схемы на перегретом паре:

$$D_{\text{ТД}}^{\text{ТУ}} = E_3^{\text{ТУ}} - E_4^{\text{ТУ}} - L_{\text{ТД}}^{\text{ТУ}} \eta_{\text{мех}}^{\text{ТУ}} \eta_{\text{ген}}^{\text{ТУ}}, \quad (3.54)$$

где $L_{\text{ТД}}^{\text{ТУ}}$ – действительная работа, совершаемая в турбине, Дж/с;

$\eta_{\text{мех}}^{\text{ТУ}}$ – механический КПД турбины, о. е.; $\eta_{\text{ген}}^{\text{ТУ}}$ – КПД генератора, о. е.;

– для схемы с промежуточным перегревом рабочего тела:

$$D_{\text{ТД}}^{\text{ТУ}} = E_3^{\text{ТУ}} - E_{3'}^{\text{ТУ}} + E_{3''}^{\text{ТУ}} - E_4^{\text{ТУ}} - L_{\text{ТД}}^{\text{ТУ}} \eta_{\text{мех}}^{\text{ТУ}} \eta_{\text{ген}}^{\text{ТУ}}. \quad (3.55)$$

Действительная работа, совершаемая в турбине:

– для схемы на перегретом паре:

$$L_{\text{ТД}}^{\text{ТУ}} = (h_3^{\text{ТУ}} - h_4^{\text{ТУ}}) G_{\text{нкрт}}^{\text{ТУ}}, \quad (3.56)$$

где $G_{\text{нкрт}}^{\text{ТУ}}$ – расход НКРТ цикла, кг/с;

– для схемы с промежуточным перегревом рабочего тела:

$$L_{\text{ТД}}^{\text{ТУ}} = (h_3^{\text{ТУ}} - h_{3'}^{\text{ТУ}} + h_{3''}^{\text{ТУ}} - h_4^{\text{ТУ}}) G_{\text{нкрт}}^{\text{ТУ}}. \quad (3.57)$$

Потери эксергии в теплообменнике:

$$D_{\text{ТО}}^{\text{ТУ}} = (E_4^{\text{ТУ}} - E_5^{\text{ТУ}}) - (E_{2'}^{\text{ТУ}} - E_2^{\text{ТУ}}). \quad (3.58)$$

Потери эксергии в конденсаторе:

$$D_{\text{КД}}^{\text{ТУ}} = E_5^{\text{ТУ}} - E_1^{\text{ТУ}}. \quad (3.59)$$

Потери эксергии в насосе:

$$D_{\text{Н}}^{\text{ТУ}} = L_{\text{Н}}^{\text{ТУ}} - (E_2^{\text{ТУ}} - E_1^{\text{ТУ}}), \quad (3.60)$$

где $L_{\text{Н}}^{\text{ТУ}}$ – действительная работа, совершаемая насосом, Дж/с.

Действительная работа, совершаемая насосом:

$$L_{\text{Н}}^{\text{ТУ}} = (h_2^{\text{ТУ}} - h_1^{\text{ТУ}}) G_{\text{нкрт}}^{\text{ТУ}}. \quad (3.61)$$

Математическое моделирование установки по производству холода и углекислоты

Разновидности схемы холодильной установки с производством углекислоты представлены на рис. 2.19 и 2.20.

По соответствующим таблицам либо при помощи специализированных программ и формул определяются параметры рабочего тела (температура, давление, энтальпия, энтропия, степень сухости (где необходимо) в характерных точках цикла [23–25, 66–68, 118, 121, 160–163, 173–179].

Затраты энергии на привод насосов абсорбционно-дессорбционной установки, как правило, не превышают сотой доли процента от вырабатываемой в полигенерационной установке энергии и могут не учитываться при составлении энергетического баланса:

$$\begin{cases}
\left(G_{\text{дг.вх}}^{\text{ХМугл}} - G_{\text{дг.вых}}^{\text{ХМугл}} - G_{\text{дг.угл}}^{\text{ХМугл}} \right) A_{4,j} = 0, \\
\left(G_{\text{дг.угл}}^{\text{ХМугл}} - \left(G_{\text{ж.угл}}^{\text{ХМугл}} - G_{\text{г.угл}}^{\text{ХМугл}} \right) k_{\text{пот.угл}}^{\text{ХМугл}} \right) A_{4,j} = 0 \\
\text{Формулы (3.36) – (3.79):} \\
\left. \begin{aligned}
& Q_{\text{дг.вх}}^{\text{ХМугл}} - Q_{\text{дг.вых}}^{\text{ХМугл}} - Q_{\text{т.го}}^{\text{ХМугл}} - \Delta Q_{\text{го}}^{\text{ХМугл}} + Q_{\text{т.дес}}^{\text{ХМугл}} - \\
& - \Delta Q_{\text{дес}}^{\text{ХМугл}} + N_{\text{к}}^{\text{ХМугл}} - \Delta L_{\text{к}}^{\text{ХМугл}} - \Delta Q_{\text{кд}}^{\text{ХМугл}} - \Delta L_{\text{др1}}^{\text{ХМугл}} - \\
& - \Delta L_{\text{др2}}^{\text{ХМугл}} - \Delta Q_{\text{охл}}^{\text{ХМугл}} - Q_{\text{хол.н}}^{\text{ХМугл}} - \Delta Q_{\text{хол.н}}^{\text{ХМугл}} - Q_{\text{хол.в}}^{\text{ХМугл}} - \\
& - \Delta Q_{\text{хол.в}}^{\text{ХМугл}} - Q_{\text{ж.угл}}^{\text{ХМугл}} - Q_{\text{г.угл}}^{\text{ХМугл}} - Q_{\text{кд.ту}}^{\text{ХМугл}} \cdot A_{4,j} = 0, \\
& E_{\text{дг.вх}}^{\text{ХМугл}} - E_{\text{дг.вых}}^{\text{ХМугл}} - E_{\text{т.го}}^{\text{ХМугл}} - D_{\text{го}}^{\text{ХМугл}} + E_{\text{т.дес}}^{\text{ХМугл}} - \\
& - D_{\text{дес}}^{\text{ХМугл}} + E_{\text{к}}^{\text{ХМугл}} - D_{\text{к}}^{\text{ХМугл}} - D_{\text{кд}}^{\text{ХМугл}} - D_{\text{др1}}^{\text{ХМугл}} - \\
& - D_{\text{др2}}^{\text{ХМугл}} - D_{\text{охл}}^{\text{ХМугл}} - E_{\text{qn}}^{\text{ХМугл}} - D_{\text{qn}}^{\text{ХМугл}} - E_{\text{qv}}^{\text{ХМугл}} - \\
& - D_{\text{qv}}^{\text{ХМугл}} - E_{\text{ж}}^{\text{ХМугл}} - E_{\text{г.угл}}^{\text{ХМугл}} - E_{\text{кд.ту}}^{\text{ХМугл}} - A_{4,j} = 0,
\end{aligned} \right\} \quad (3.62)
\end{cases}$$

где $G_{\text{дг.вх}}^{\text{ХМугл}}$ – расход дымовых газов на входе в углекислотную установку, кг/с; $G_{\text{дг.вых}}^{\text{ХМугл}}$ – расход дымовых газов на выходе из углекислотной установки, кг/с; $G_{\text{дг.угл}}^{\text{ХМугл}}$ – количество углекислоты, абсорбируемой моноэтанламинам, кг/с; $G_{\text{ж.угл}}^{\text{ХМугл}}$ – количество производимой жидкой углекислоты, кг/с; $G_{\text{г.угл}}^{\text{ХМугл}}$ – количество производимой газобразной углекислоты, кг/с; $k_{\text{пот.угл}}^{\text{ХМугл}}$ – коэффициент, учитывающий потери углекислоты в ходе производства, принимаем $k_{\text{пот.угл}}^{\text{ХМугл}} = 0,95$ ед.; $Q_{\text{дг.вх}}^{\text{ХМугл}}$ – количество теплоты, содержащейся в дымовых газах, поступающих на газоочистку, Дж/с; $Q_{\text{дг.вых}}^{\text{ХМугл}}$ – количество теплоты, содержащейся в дымовых газах, покидающих углекислотную установку, Дж/с; $Q_{\text{т.го}}^{\text{ХМугл}}$ – количество теплоты, передаваемой теплоносителю при охлаждении дымовых газов в газоочистительной установке, Дж/с; $\Delta Q_{\text{го}}^{\text{ХМугл}}$ – потери теплоты в газоочистительной установке, Дж/с; $\Delta Q_{\text{т.дес}}^{\text{ХМугл}}$ – количество теплоты, подводимой в десорбере, Дж/с;

$\Delta Q_{\text{ТДес}}^{\text{ХМугл}}$ – потери теплоты в десорбере, Дж/с; $N_{\text{к}}^{\text{ХМугл}}$ – количество затрачиваемой в компрессоре электрической энергии, Дж/с; $\Delta L_{\text{к}}^{\text{ХМугл}}$ – потери энергии в компрессоре установки, Дж/с; $\Delta Q_{\text{кд}}^{\text{ХМугл}}$ – потери энергии в конденсаторе установки, Дж/с; $\Delta L_{\text{др1}}^{\text{ХМугл}}$ – потери энергии в первой ступени дросселирования, Дж/с; $\Delta L_{\text{др2}}^{\text{ХМугл}}$ – потери энергии во второй ступени дросселирования, Дж/с; $\Delta Q_{\text{ОХЛ}}^{\text{ХМугл}}$ – потери энергии в охладителях между ступенями компрессора, Дж/с; $Q_{\text{хол.н}}^{\text{ХМугл}}$ – количество энергии, затрачиваемой в испарителе низшего температурного уровня, Дж/с; $\Delta Q_{\text{хол.н}}^{\text{ХМугл}}$ – потери энергии в испарителе низшего температурного уровня, Дж/с; $Q_{\text{хол.в}}^{\text{ХМугл}}$ – количество энергии, затрачиваемой в испарителе высшего температурного уровня, Дж/с; $\Delta Q_{\text{хол.в}}^{\text{ХМугл}}$ – потери энергии в испарителе высшего температурного уровня, Дж/с; $Q_{\text{ж.угл}}^{\text{ХМугл}}$ – количество энергии, содержащейся в отпускаемой жидкой углекислоте, Дж/с; $Q_{\text{г.угл}}^{\text{ХМугл}}$ – количество энергии, содержащейся в отпускаемой газообразной углекислоте, Дж/с; $Q_{\text{кдТУ}}^{\text{ХМугл}}$ – количество энергии, затрачиваемой на охлаждение конденсатора турбоустановки (для схемы с собственным охлаждением), Дж/с; $E_{\text{дг.вх}}^{\text{ХМугл}}$ – эксергия дымовых газов, поступающих на газоочистку, Дж/с; $E_{\text{дг.вых}}^{\text{ХМугл}}$ – эксергия дымовых газов, покидающих углекислотную установку, Дж/с; $E_{\text{тГО}}^{\text{ХМугл}}$ – эксергия, передаваемая теплоносителю при охлаждении дымовых газов в газоочистительной установке, Дж/с; $D_{\text{ГО}}^{\text{ХМугл}}$ – потери эксергии в газоочистительной установке, Дж/с; $E_{\text{ТДес}}^{\text{ХМугл}}$ – эксергия теплового потока, подводимого в десорбере, Дж/с; $D_{\text{дДес}}^{\text{ХМугл}}$ – потери эксергии в десорбере, Дж/с; $E_{\text{к}}^{\text{ХМугл}}$ – эксергия затрачиваемой в компрессоре электрической энергии, Дж/с; $D_{\text{к}}^{\text{ХМугл}}$ – потери эксергии в компрессоре, Дж/с; $D_{\text{кд}}^{\text{ХМугл}}$ – потери эксергии в конденсаторе установки, Дж/с; $D_{\text{др1}}^{\text{ХМугл}}$ – потери эксергии в первой ступени дросселирования, Дж/с; $D_{\text{др2}}^{\text{ХМугл}}$ – потери эксергии во второй ступени дросселирования, Дж/с; $D_{\text{ОХЛ}}^{\text{ХМугл}}$ – потери эксергии в охладителях между

ступенями компрессора, Дж/с; $E_{qH}^{XM_{угл}}$ – эксергия холода низшего температурного уровня, получаемого в холодильной установке, Дж/с; $D_{qH}^{XM_{угл}}$ – потери эксергии в испарителе низшего температурного уровня, Дж/с; $E_{qv}^{XM_{угл}}$ – эксергия холода высшего температурного уровня, получаемого в холодильной установке, Дж/с; $D_{qv}^{XM_{угл}}$ – потери эксергии в испарителе высшего температурного уровня, Дж/с; $E_{ж.угл}^{XM_{угл}}$ – эксергия, содержащаяся в отпускаемой жидкой углекислоте, Дж/с; $E_{г.угл}^{XM_{угл}}$ – эксергия, содержащаяся в отпускаемой газообразной углекислоте, Дж/с; $E_{кдТУ}^{XM_{угл}}$ – эксергия, затрачиваемая на охлаждение конденсатора турбоустановки (для схемы с собственным охлаждением), Дж/с.

Расчет составляющих теплового баланса аналогичен описанному для других элементов полигенерационной установки, а представлен расчет абсорбционно-десорбционного блока установки подробно в работах [48–50, 159].

Также необходимо обратить внимание на то, что в зависимости от целей построения математической модели для ее упрощения некоторые элементы системы уравнений могут не учитываться.

Расходы рабочего тела в соответствующих точках цикла

Необходимое количество жидкой углекислоты для получения холода низшего температурного уровня:

$$G_{холN}^{XM_{угл}} = \frac{Q_{холN}^{XM_{угл}}}{(h_1^{XM_{угл}} - h_{11}^{XM_{угл}}) \eta_{тоХН}^{XM_{угл}}}, \quad (3.63)$$

где $Q_{холN}^{XM_{угл}}$ – необходимое количество холода низшего температурного уровня, Дж/с; $h_1^{XM_{угл}}$, $h_{11}^{XM_{угл}}$ – соответственно энтальпии углекислоты на входе и выходе из теплообменного аппарата низшего температурного уровня, Дж/кг; $\eta_{тоХН}^{XM_{угл}}$ – КПД теплообменника, о. е.

Необходимое количество жидкой углекислоты для получения холода высшего температурного уровня:

$$G_{холV}^{XM_{угл}} = \frac{Q_{холV}^{XM_{угл}}}{\eta_{тоХВ}^{XM_{угл}} (h_3^{XM_{угл}} - h_9^{XM_{угл}})}, \quad (3.64)$$

где $Q_{\text{хол}V}^{\text{ХМугл}}$ – необходимое количество холода высшего температурного уровня, Дж/с; $h_3^{\text{ХМугл}}$, $h_9^{\text{ХМугл}}$ – соответственно энтальпии углекислоты на входе и выходе из теплообменного аппарата высшего температурного уровня, Дж/кг; $\eta_{\text{тоХВ}}^{\text{ХМугл}}$ – КПД теплообменника, о. е.

Количество жидкой углекислоты, используемой для охлаждения конденсатора ТУ (для схемы с охлаждением конденсатора жидкой углекислотой):

$$G_{\text{холК}}^{\text{ХМугл}} = \frac{Q_{\text{холК}}^{\text{ХМугл}}}{(h_1^{\text{ХМугл}} - h_{11}^{\text{ХМугл}}) \eta_{\text{тоКоцр}}^{\text{ХМугл}}}, \quad (3.65)$$

где $Q_{\text{холК}}^{\text{ХМугл}}$ – количество теплоты, которую необходимо забрать в конденсаторе ТУ (определяется как разность энтальпий рабочего тела на входе и выходе из конденсатора ТУ, умноженных на расход рабочего тела, поступающего в конденсатор ТУ), Дж/с; $h_1^{\text{ХМугл}}$, $h_{11}^{\text{ХМугл}}$ – соответственно энтальпии углекислоты на входе и выходе из конденсатора ТУ, Дж/кг; $\eta_{\text{тоКоцр}}^{\text{ХМугл}}$ – КПД конденсатора ТУ, о. е.

Количество углекислоты, проходящей через вторую ступень дросселирования (для схемы с внешним источником охлаждения конденсатора холодильной установки):

$$G_{9-10}^{\text{ХМугл}} = \frac{(G_{\text{хол}N}^{\text{ХМугл}} + G_{\text{холК}}^{\text{ХМугл}})}{(1 - X_{10}^{\text{ХМугл}})}, \quad (3.66)$$

где $h_{10}^{\text{ХМугл}}$ – степень сухости НКРТ на выходе из второй ступени дросселирования, Дж/кг.

Количество углекислоты, проходящей через вторую ступень дросселирования (для схемы с охлаждением конденсатора холодильной установки жидкой углекислотой):

$$G_{9-10}^{\text{ХМугл}} = \frac{(G_{\text{хол}N}^{\text{ХМугл}} + G_{\text{холК}}^{\text{ХМугл}} + G_{\text{Кхол.уст}}^{\text{ХМугл}})}{(1 - X_{10}^{\text{ХМугл}})}, \quad (3.67)$$

где $G_{\text{Кхол.уст}}^{\text{ХМугл}}$ – количество жидкой углекислоты, используемой в конденсаторе холодильной установки, кг/с.

Количество газообразной углекислоты, получаемой после второй ступени дросселирования (для схемы с внешним источником охлаждения конденсатора холодильной установки):

$$G_{10_1}^{X\text{Мугл}} = G_{9_10}^{X\text{Мугл}} - \left(G_{\text{хол}N}^{X\text{Мугл}} + G_{\text{хол}K}^{X\text{Мугл}} + G_{K\text{хол.уст.}}^{X\text{Мугл}} \right). \quad (3.68)$$

Количество газообразной углекислоты, получаемой после второй ступени дросселирования (для схемы с охлаждения конденсатора холодильной установки жидкой углекислотой):

$$G_{10_1}^{X\text{Мугл}} = G_{9_10}^{X\text{Мугл}} - \left(G_{\text{хол}N}^{X\text{Мугл}} + G_{\text{хол}K}^{X\text{Мугл}} \right). \quad (3.69)$$

Необходимое количество жидкой углекислоты после первой ступени дросселирования:

$$G_{8_9}^{X\text{Мугл}} = G_{9_10}^{X\text{Мугл}} + G_{\text{хол}V}^{X\text{Мугл}} + G_{\text{ж}}^{X\text{Мугл}}, \quad (3.70)$$

где $G_{\text{ж}}^{X\text{Мугл}}$ – количество жидкой углекислоты, идущей на склад, кг/с.

Количество углекислоты, проходящей через первую ступень дросселирования:

$$G_{7_8}^{X\text{Мгул}} = \frac{G_{8_9}^{X\text{Мгул}}}{\left(1 - X_8^{X\text{Мугл}} \right)}, \quad (3.71)$$

где $X_8^{X\text{Мугл}}$ – степень сухости рабочего тела на выходе из первой ступени дросселирования, о. е.

Количество газообразной углекислоты, получаемой после первой ступени дросселирования:

$$G_{8_3}^{X\text{Мгул}} = G_{7_8}^{X\text{Мгул}} - G_{8_9}^{X\text{Мгул}}. \quad (3.72)$$

Количество углекислоты, проходящей через конденсатор холодильной установки:

$$G_{6_7}^{X\text{Мугл}} = G_{7_8}^{X\text{Мугл}}. \quad (3.73)$$

Тогда количество жидкой углекислоты, используемой в конденсаторе холодильной установки:

$$G_{\text{Кхол.уст}}^{\text{ХМугл}} = \frac{(h_6^{\text{ХМугл}} - h_7^{\text{ХМугл}}) G_{6_7}^{\text{ХМугл}}}{\eta_{\text{КХМ}}^{\text{ХМугл}} (h_1^{\text{ХМугл}} - h_{11}^{\text{ХМугл}})}, \quad (3.74)$$

где $h_6^{\text{ХМугл}}, h_7^{\text{ХМугл}}$ – соответственно энтальпии охлаждаемой углекислоты на входе и выходе конденсатора холодильной машины, Дж/кг; $h_1^{\text{ХМугл}}, h_{11}^{\text{ХМугл}}$ – соответственно энтальпии охлаждающей углекислоты на входе и выходе конденсатора холодильной машины, Дж/кг; $\eta_{\text{КХМ}}^{\text{ХМугл}}$ – КПД конденсатора холодильной машины, о. е.

Количество углекислоты, сжимаемой в третьей ступени компрессора:

$$G_{5_6}^{\text{ХМугл}} = G_{6_7}^{\text{ХМугл}}. \quad (3.75)$$

Количество рабочего тела, проходящего через охладитель после второй ступени компрессора:

$$G_{4_6}^{\text{ХМугл}} = G_{5_6}^{\text{ХМугл}}. \quad (3.76)$$

Количество углекислоты, сжимаемой во второй ступени компрессора:

$$G_{3_4}^{\text{ХМугл}} = G_{4_5}^{\text{ХМугл}}. \quad (3.77)$$

Количество рабочего тела, проходящего через охладитель после первой ступени компрессора:

$$G_{2_3}^{\text{ХМугл}} = G_{3_4}^{\text{ХМугл}} - G_{8_3}^{\text{ХМугл}} - G_{\text{хол}V}^{\text{ХМугл}}. \quad (3.78)$$

Количество углекислоты, сжимаемой в первой ступени компрессора:

$$G_{1_2}^{\text{ХМугл}} = G_{2_3}^{\text{ХМугл}}. \quad (3.79)$$

Эксергия рабочего тела в характерных точках цикла определяется по формуле

$$e_i^{\text{ХМугл}} = \left((h_i^{\text{ХМугл}} - h_0^{\text{ХМугл}}) - T_0^{\text{ХМугл}} (s_i^{\text{ХМугл}} - s_0^{\text{ХМугл}}) \right), \quad (3.80)$$

где $h_i^{\text{ХМугл}}, h_0^{\text{ХМугл}}$ – энтальпия и энтропия рабочего тела в i -й точке цикла, соответственно, Дж/кг, К, Дж/(кг · К); $h_0^{\text{ХМугл}}, T_0^{\text{ХМугл}}, s_0^{\text{ХМугл}}$ –

параметры рабочего тела в выбранной точке отсчета (относительно которой и производится эксергетический расчет), соответственно, Дж/кг, К, Дж/(кг · К).

Потери эксергии в компрессоре:

$$D_K^{X\text{Мугл}} = \frac{L_K^{X\text{Мугл}}}{\eta_{\text{мехК}}^{X\text{Мугл}} \eta_{\text{эл.дв.К}}^{X\text{Мугл}}} - \left((e_2^{X\text{Мугл}} - e_1^{X\text{Мугл}}) G_{1_2}^{X\text{Мугл}} + (e_4^{X\text{Мугл}} - e_3^{X\text{Мугл}}) G_{3_4}^{X\text{Мугл}} + (e_6^{X\text{Мугл}} - e_5^{X\text{Мугл}}) G_{5_6}^{X\text{Мугл}} \right), \quad (3.81)$$

где $L_K^{X\text{Мугл}}$ – действительная работа, совершаемая компрессором, Дж/с; $e_1^{X\text{Мугл}}$ – эксергия рабочего тела на входе в первую ступень компрессора, Дж/кг; $e_2^{X\text{Мугл}}$ – эксергия НКРТ после первой ступени сжатия компрессора, Дж/кг; $G_{1_2}^{X\text{Мугл}}$ – расход НКРТ через первую ступень сжатия компрессора, кг/с; $e_3^{X\text{Мугл}}$ – эксергия НКРТ после второй ступени сжатия компрессора, Дж/кг; $e_4^{X\text{Мугл}}$ – эксергия НКРТ на выходе из второй ступени сжатия компрессора, Дж/кг; $G_{3_4}^{X\text{Мугл}}$ – расход рабочего тела через вторую ступень компрессора, кг/с; $e_5^{X\text{Мугл}}$ – эксергия рабочего тела на входе в третью ступень компрессора, Дж/кг; $e_6^{X\text{Мугл}}$ – эксергия НКРТ на выходе из третьей ступени компрессора, Дж/кг; $G_{5_6}^{X\text{Мугл}}$ – расход рабочего тела через третью ступень компрессора, кг/с; $\eta_{\text{мехК}}^{X\text{Мугл}}$ – механический КПД компрессора, о. е.; $\eta_{\text{эл.дв.К}}^{X\text{Мугл}}$ – КПД электродвигателя компрессора, о. е.

Действительная работа, совершаемая компрессором:

$$L_K^{X\text{Мугл}} = \left(h_2^{X\text{Мугл}} - h_1^{X\text{Мугл}} \right) G_{1_2}^{X\text{Мугл}} + \left(h_4^{X\text{Мугл}} - h_3^{X\text{Мугл}} \right) \times G_{3_4}^{X\text{Мугл}} + \left(h_6^{X\text{Мугл}} - h_5^{X\text{Мугл}} \right) G_{5_6}^{X\text{Мугл}}, \quad (3.82)$$

где $h_1^{X\text{Мугл}}$ – энтальпия НКРТ перед первой ступенью сжатия компрессора, Дж/кг; $h_2^{X\text{Мугл}}$ – энтальпия НКРТ после первой ступени сжатия компрессора, Дж/кг; $h_3^{X\text{Мугл}}$ – энтальпия НКРТ перед второй ступенью сжатия компрессора, Дж/кг; $h_4^{X\text{Мугл}}$ – энтальпия НКРТ после второй ступени сжатия компрессора, Дж/кг; $h_5^{X\text{Мугл}}$ – энтальпия НКРТ перед

третьей ступенью сжатия компрессора, Дж/кг; $h_6^{\text{ХМугл}}$ – энтальпия НКРТ после третьей ступени сжатия компрессора, Дж/кг.

Потери эксергии в охладителях между ступенями компрессора:

$$D_{\text{ОХЛ}}^{\text{ХМугл}} = (e_2^{\text{ХМугл}} - e_3^{\text{ХМугл}}) G_{2_3}^{\text{ХМугл}} + (e_4^{\text{ХМугл}} - e_5^{\text{ХМугл}}) \times G_{4_5}^{\text{ХМугл}}, \quad (3.83)$$

где $G_{2_3}^{\text{ХМугл}}$ – расход рабочего тела через охладитель между первой и второй ступенями компрессора, кг/с; $G_{4_5}^{\text{ХМугл}}$ – расход рабочего тела через охладитель между второй и третьей ступенями компрессора, кг/с.

Потери эксергии в конденсаторе холодильной установки:

$$D_{\text{КД}}^{\text{ХМугл}} = (e_6^{\text{ХМугл}} - e_7^{\text{ХМугл}}) G_{6_7}^{\text{ХМугл}}, \quad (3.84)$$

где $e_7^{\text{ХМугл}}$ – эксергия НКРТ на выходе из конденсатора, Дж/кг; $G_{6_7}^{\text{ХМугл}}$ – расход рабочего тела через конденсатор холодильной установки, кг/с.

Потери эксергии в первой ступени дросселирования:

$$D_{\text{ДР1}}^{\text{ХМугл}} = (e_7^{\text{ХМугл}} - e_8^{\text{ХМугл}}) G_{7_8}^{\text{ХМугл}}, \quad (3.85)$$

где $e_8^{\text{ХМугл}}$ – эксергия рабочего тела на выходе из дросселя первой ступени, Дж/кг; $G_{7_8}^{\text{ХМугл}}$ – расход рабочего тела через дроссель первой ступени дросселирования, кг/с.

Потери эксергии во второй ступени дросселирования:

$$D_{\text{ДР2}}^{\text{ХМугл}} = (e_9^{\text{ХМугл}} - e_{10}^{\text{ХМугл}}) G_{9_10}^{\text{ХМугл}}, \quad (3.86)$$

где $e_9^{\text{ХМугл}}$ – эксергия рабочего тела на входе в дроссель второй ступени, Дж/кг; $e_{10}^{\text{ХМугл}}$ – эксергия НКРТ на выходе из дросселя второй ступени, Дж/кг; $G_{9_10}^{\text{ХМугл}}$ – расход рабочего тела через дроссель второй ступени дросселирования, кг/с.

Эксергия холода низшего температурного уровня, получаемого в холодильной установке:

$$E_{q_n}^{\text{ХМугл}} = \sum Q_n^{\text{ХМугл}} \frac{T_{\text{ос}}^{\text{ХМугл}} - T_1^{\text{ХМугл}}}{T_1^{\text{ХМугл}}}, \quad (3.87)$$

где $\sum Q_n^{XM_{ygl}}$ – суммарное количество холода, вырабатываемого в холодильной установке и идущего на нужды хладоснабжения и конденсации паров рабочего тела в конденсаторе турбоустановки, Дж/с; $T_{oc}^{XM_{ygl}}$ – температура окружающей среды, К; $T_1^{XM_{ygl}}$ – температура НКРТ на выходе из испарителя низшего температурного уровня, К.

Суммарное количество холода низшего температурного уровня, вырабатываемого в холодильной установке:

$$\sum Q_n^{XM_{ygl}} = \frac{Q_{кондТД}^{XM_{ygl}}}{\eta_{кондТД}^{XM_{ygl}}} + \frac{Q_{хл.сн.н}^{XM_{ygl}}}{\eta_{исп}^{XM_{ygl}}}, \quad (3.88)$$

где $Q_{кондТД}^{XM_{ygl}}$ – количество холода, необходимого для конденсации паров рабочего тела в конденсаторе турбоустановки, Дж/с; $Q_{хл.сн.н}^{XM_{ygl}}$ – количество холода, идущего на нужды хладоснабжения низшего температурного уровня, Дж/с; $\eta_{кондТД}^{XM_{ygl}}$ – КПД конденсатора турбоустановки, о. е.; $\eta_{исп}^{XM_{ygl}}$ – КПД испарителя холодильной установки, о. е.

Эксергия холода высшего температурного уровня, получаемого в холодильной установке:

$$E_{qv}^{XM_{ygl}} = \sum Q_v^{XM_{ygl}} \frac{T_{oc}^{XM_{ygl}} - T_3^{XM_{ygl}}}{T_3^{XM_{ygl}}}, \quad (3.89)$$

где $\sum Q_v^{XM_{ygl}}$ – количество холода высшего температурного уровня, вырабатываемого в холодильной установке и идущего на нужды хладоснабжения, Дж/с; $T_{oc}^{XM_{ygl}}$ – температура окружающей среды, К; $T_3^{XM_{ygl}}$ – температура НКРТ после испарителя высшего температурного уровня, К.

Количество холода высшего температурного уровня, вырабатываемого в холодильной установке:

$$\sum Q_v^{XM_{ygl}} = \frac{Q_{хл.сн.в}^{XM_{ygl}}}{\eta_{исп}^{XM_{ygl}}}, \quad (3.90)$$

где $Q_{хл.сн.в}^{XM_{ygl}}$ – количество холода высшего температурного уровня, идущего на нужды хладоснабжения, Дж/с; $\eta_{исп}^{XM_{ygl}}$ – КПД испарителя холодильной установки, о. е.

Математическое моделирование парокомпрессионной холодильной машины

По соответствующим таблицам либо при помощи специализированных программ и формул определим параметры рабочего тела (температуру, давление, энтальпию, энтропию, степень сухости (где необходимо)) в характерных точках цикла [23–25, 66–68, 118, 121, 160–163, 173–179].

Материальный баланс представлен формулами (3.92)–(3.103):

$$\begin{cases} N_{\text{к}}^{\text{ПКХМ}} - \Delta L_{\text{к}}^{\text{ПКХМ}} - \Delta Q_{\text{кд}}^{\text{ПКХМ}} - \Delta L_{\text{др1}}^{\text{ПКХМ}} - \Delta L_{\text{др2}}^{\text{ПКХМ}} - \Delta Q_{\text{охл}}^{\text{ПКХМ}} - \\ - Q_{\text{хол. н}}^{\text{ПКХМ}} - \Delta Q_{\text{хол. н}}^{\text{ПКХМ}} - Q_{\text{хол. в}}^{\text{ПКХМ}} - \Delta Q_{\text{хол. в}}^{\text{ПКХМ}} - Q_{\text{кд ту}}^{\text{ПКХМ}} \cdot A_{4,j} = 0 \\ E_{\text{к}}^{\text{ПКХМ}} - D_{\text{к}}^{\text{ПКХМ}} - D_{\text{кд}}^{\text{ПКХМ}} - D_{\text{др1}}^{\text{ПКХМ}} - D_{\text{др2}}^{\text{ПКХМ}} - D_{\text{охл}}^{\text{ПКХМ}} - \\ - E_{q \text{ н}}^{\text{ПКХМ}} - D_{q \text{ н}}^{\text{ПКХМ}} - E_{q \text{ в}}^{\text{ПКХМ}} - D_{q \text{ в}}^{\text{ПКХМ}} - E_{\text{кд ту}}^{\text{ХМугл}} \cdot A_{4,j} = 0, \end{cases} \quad (3.91)$$

где $N_{\text{к}}^{\text{ПКХМ}}$ – количество затрачиваемой в компрессоре электрической энергии, Дж/с; $\Delta L_{\text{к}}^{\text{ПКХМ}}$ – потери энергии в компрессоре установки, Дж/с; $\Delta Q_{\text{кд}}^{\text{ПКХМ}}$ – потери энергии в конденсаторе установки, Дж/с; $\Delta L_{\text{др1}}^{\text{ПКХМ}}$ – потери энергии в первой ступени дросселирования, Дж/с; $\Delta L_{\text{др2}}^{\text{ПКХМ}}$ – потери энергии во второй ступени дросселирования, Дж/с; $\Delta Q_{\text{охл. н}}^{\text{ПКХМ}}$ – потери энергии в охладителях между ступенями компрессора, Дж/с; $Q_{\text{хол. н}}^{\text{ПКХМ}}$ – количество энергии, затрачиваемой в испарителе низшего температурного уровня, Дж/с; $\Delta Q_{\text{хол. н}}^{\text{ПКХМ}}$ – потери энергии в испарителе низшего температурного уровня, Дж/с; $Q_{\text{хол. в}}^{\text{ПКХМ}}$ – количество энергии, затрачиваемой в испарителе высшего температурного уровня, Дж/с; $\Delta Q_{\text{хол. в}}^{\text{ПКХМ}}$ – потери энергии в испарителе высшего температурного уровня, Дж/с; $Q_{\text{кд ту}}^{\text{ПКХМ}}$ – количество энергии, затрачиваемой на охлаждение конденсатора турбоустановки (для схемы с собственным охлаждением), Дж/с; $E_{\text{к}}^{\text{ПКХМ}}$ – эксергия затрачиваемой в компрессоре электрической энергии, Дж/с; $D_{\text{к}}^{\text{ПКХМ}}$ – потери эксергии в компрессоре, Дж/с; $D_{\text{кд}}^{\text{ПКХМ}}$ – потери эксергии в конденсаторе уста-

новки, Дж/с; $D_{др1}^{ПКХМ}$ – потери эксергии в первой ступени дросселирования, Дж/с; $D_{др2}^{ПКХМ}$ – потери эксергии во второй ступени дросселирования, Дж/с; $D_{ОХЛ}^{ПКХМ}$ – потери эксергии в охладителях между ступенями компрессора, Дж/с; $E_{qн}^{ПКХМ}$ – эксергия холода низшего температурного уровня, получаемого в холодильной установке, Дж/с; $D_{qн}^{ПКХМ}$ – потери эксергии в испарителе низшего температурного уровня, Дж/с; $E_{ПКХМ}^{ПКХМ}$ – эксергия холода высшего температурного уровня, получаемого в холодильной установке, Дж/с; $D_{qв}^{ПКХМ}$ – потери эксергии в испарителе высшего температурного уровня, Дж/с; $E_{кдТУ}^{ПКХМ}$ – эксергия, затрачиваемая на охлаждение конденсатора турбоустановки (для схемы с собственным охлаждением), Дж/с.

Расчет составляющих теплового баланса аналогичен описанному для других элементов полигенерационной установки.

Определим расходы рабочего тела в соответствующих точках цикла.

Количество жидкого НКРТ, необходимого для получения холода низшего температурного уровня:

$$G_{холN}^{ПКХМ} = \frac{Q_{холN}^{ПКХМ}}{(h_1^{ПКХМ} - h_9^{ПКХМ})\eta_{тоХН}^{ПКХМ}}, \quad (3.92)$$

где $G_{холN}^{ПКХМ}$ – необходимое количество холода низшего температурного уровня, Дж/с; $h_1^{ПКХМ}$, $h_9^{ПКХМ}$ – соответственно энтальпии НКРТ на входе и выходе из теплообменного аппарата низшего температурного уровня, Дж/кг; $\eta_{тоХН}^{ПКХМ}$ – КПД теплообменника, о. е.

Количество жидкого НКРТ, необходимого для получения холода высшего температурного уровня:

$$G_{холV}^{ПКХМ} = \frac{Q_{холV}^{ПКХМ}}{\eta_{тоХв}^{ПКХМ}(h_3^{ПКХМ} - h_7^{ПКХМ})}, \quad (3.93)$$

где $Q_{холV}^{ПКХМ}$ – необходимое количество холода высшего температурного уровня, Дж/с; $h_3^{ПКХМ}$, $h_7^{ПКХМ}$ – соответственно энтальпии НКРТ на входе и выходе из теплообменного аппарата высшего температурного уровня, Дж/кг; $\eta_{тоХв}^{ПКХМ}$ – КПД теплообменника, о. е.

Количество НКРТ, используемого для охлаждения конденсатора ТУ (для схемы тригенерации с собственным охлаждением конденсатора):

$$G_{\text{холК}}^{\text{ПКХМ}} = \frac{Q_{\text{холК}}^{\text{ПКХМ}}}{(h_3^{\text{ПКХМ}} - h_7^{\text{ПКХМ}}) \eta_{\text{тоКоцр}}^{\text{ПКХМ}}}, \quad (3.94)$$

где $G_{\text{холК}}^{\text{ПКХМ}}$ – количество теплоты, которую необходимо забрать в конденсаторе ТУ (определяется как разность энтальпий рабочего тела на входе и выходе из конденсатора ТУ, умноженных на расход рабочего тела, поступающего в конденсатор ТУ), Дж/с; $h_3^{\text{ПКХМ}}, h_7^{\text{ПКХМ}}$ – соответственно энтальпии НКРТ на входе и выходе из конденсатора ТУ, Дж/кг; $\eta_{\text{тоКоцр}}^{\text{ПКХМ}}$ – КПД конденсатора ТУ, о. е.

Количество НКРТ, проходящего через вторую ступень дросселирования:

$$G_{7-8}^{\text{ПКХМ}} = \frac{G_{\text{холN}}^{\text{ПКХМ}}}{(1 - X_8^{\text{ПКХМ}})}, \quad (3.95)$$

где $X_8^{\text{ПКХМ}}$ – степень сухости НКРТ на выходе из второй ступени дросселирования, о. е.

Количество НКРТ в газообразном состоянии, получаемого после второй ступени дросселирования:

$$G_{8-1}^{\text{ПКХМ}} = G_{7-8}^{\text{ПКХМ}} - G_{\text{холN}}^{\text{ПКХМ}}. \quad (3.96)$$

Необходимое количество жидкого НКРТ после первой ступени дросселирования:

$$G_{6-7}^{\text{ПКХМ}} = G_{7-8}^{\text{ПКХМ}} + G_{\text{холV}}^{\text{ПКХМ}} + G_{\text{холК}}^{\text{ПКХМ}}. \quad (3.97)$$

Количество НКРТ, проходящего через первую ступень дросселирования:

$$G_{5-6}^{\text{ПКХМ}} = \frac{G_{6-7}^{\text{ПКХМ}}}{(1 - X_6^{\text{ПКХМ}})}, \quad (3.98)$$

где $X_6^{\text{ПКХМ}}$ – степень сухости рабочего тела на выходе из первой ступени дросселирования, о. е.

Количество газообразного НКРТ после первой ступени дросселирования:

$$G_{6_3}^{\text{ПКХМ}} = G_{5_6}^{\text{ПКХМ}} - G_{6_7}^{\text{ПКХМ}}. \quad (3.99)$$

Количество НКРТ, проходящего через конденсатор холодильной установки:

$$G_{4_5}^{\text{ПКХМ}} = G_{5_6}^{\text{ПКХМ}}. \quad (3.100)$$

Количество НКРТ, сжимаемого во второй ступени компрессора:

$$G_{3_4}^{\text{ПКХМ}} = G_{4_5}^{\text{ПКХМ}}. \quad (3.101)$$

Количество НКРТ, сжимаемого в первой ступени компрессора:

$$G_{1_2}^{\text{ПКХМ}} = G_{7_8}^{\text{ПКХМ}}. \quad (3.102)$$

Количество рабочего тела, проходящего через охладитель после первой ступени компрессора:

$$G_{2_3}^{\text{ПКХМ}} = G_{1_2}^{\text{ПКХМ}}. \quad (3.103)$$

Эксергия рабочего тела в характерных точках цикла определяется по формуле

$$e_i^{\text{ПКХМ}} = \left((h_i^{\text{ПКХМ}} - h_0^{\text{ПКХМ}}) - T_0^{\text{ПКХМ}} (s_i^{\text{ПКХМ}} - s_0^{\text{ПКХМ}}) \right), \quad (3.104)$$

где $h_i^{\text{ПКХМ}}, s_i^{\text{ПКХМ}}$ – энтальпия и энтропия рабочего тела в i -й точке цикла, соответственно Дж/кг, Дж/(кг · К); $h_0^{\text{ПКХМ}}, T_0^{\text{ПКХМ}}, s_0^{\text{ПКХМ}}$ – параметры рабочего тела в выбранной точке отсчета (относительно которой и производится эксергетический расчет), соответственно Дж/кг, К, Дж/(кг · К).

Потери эксергии в компрессоре:

$$D_K^{\text{ПКХМ}} = \frac{L_K^{\text{ПКХМ}}}{\eta_{\text{мехК}}^{\text{ПКХМ}} \cdot \eta_{\text{эл.двК}}^{\text{ПКХМ}}} - (e_2^{\text{ПКХМ}} - e_1^{\text{ПКХМ}}) G_{1_2}^{\text{ПКХМ}} + (e_4^{\text{ПКХМ}} - e_3^{\text{ПКХМ}}) G_{3_4}^{\text{ПКХМ}}, \quad (3.105)$$

где $L_K^{\text{ПКХМ}}$ – действительная работа, совершаемая компрессором, Дж/с;

$e_1^{\text{ПКХМ}}$ – эксергия рабочего тела на входе в первую ступень компрессора, Дж/кг; $e_2^{\text{ПКХМ}}$ – эксергия НКРТ после первой ступени сжатия компрессора, Дж/кг; $G_{1_2}^{\text{ПКХМ}}$ – расход НКРТ через первую ступень сжатия компрессора, кг/с; $e_3^{\text{ПКХМ}}$ – эксергия НКРТ на входе во вторую ступень сжатия компрессора, Дж/кг; $e_4^{\text{ПКХМ}}$ – эксергия НКРТ на выходе из второй ступени сжатия компрессора, Дж/кг; $G_{3_4}^{\text{ПКХМ}}$ – расход рабочего тела через вторую ступень компрессора, кг/с; $\eta_{\text{мехК}}^{\text{ПКХМ}}$ – механический КПД компрессора, о. е.; $\eta_{\text{эл.двК}}^{\text{ПКХМ}}$ – КПД электродвигателя компрессора, о. е.

Действительная работа, совершаемая компрессором:

$$L_{\text{К}}^{\text{ПКХМ}} = (h_2^{\text{ПКХМ}} - h_1^{\text{ПКХМ}}) G_{1_2}^{\text{ПКХМ}} + (h_4^{\text{ПКХМ}} - h_3^{\text{ПКХМ}}) \times G_{3_4}^{\text{ПКХМ}} \quad (3.106)$$

где $h_1^{\text{ПКХМ}}$ – энтальпия НКРТ перед первой ступенью сжатия компрессора, Дж/кг; $h_2^{\text{ПКХМ}}$ – энтальпия НКРТ после первой ступени сжатия компрессора, Дж/кг; $h_3^{\text{ПКХМ}}$ – энтальпия НКРТ перед второй ступенью сжатия компрессора, Дж/кг; $h_4^{\text{ПКХМ}}$ – энтальпия НКРТ после второй ступени сжатия компрессора, Дж/кг.

Потери эксергии в охладителях между ступенями компрессора:

$$D_{\text{ОХЛ}}^{\text{ПКХМ}} = (e_2^{\text{ПКХМ}} - e_3^{\text{ПКХМ}}) G_{2_3}^{\text{ПКХМ}}, \quad (3.107)$$

где $G_{2_3}^{\text{ПКХМ}}$ – расход рабочего тела через охладитель между первой и второй ступенями компрессора, кг/с.

Потери эксергии в конденсаторе холодильной установки:

$$D_{\text{КД}}^{\text{ПКХМ}} = (e_4^{\text{ПКХМ}} - e_5^{\text{ПКХМ}}) G_{4_5}^{\text{ПКХМ}}, \quad (3.108)$$

где $e_5^{\text{ПКХМ}}$ – эксергия НКРТ на выходе из конденсатора, Дж/кг; $G_{4_5}^{\text{ПКХМ}}$ – расход рабочего тела через конденсатор холодильной установки, кг/с.

Потери эксергии в первой ступени дросселирования:

$$D_{\text{ДР1}}^{\text{ПКХМ}} = (e_5^{\text{ПКХМ}} - e_6^{\text{ПКХМ}}) G_{5_6}^{\text{ПКХМ}}, \quad (3.109)$$

где $e_6^{\text{ПКХМ}}$ – эксергия рабочего тела на выходе из дросселя первой ступени, Дж/кг; $G_{5_6}^{\text{ПКХМ}}$ – расход рабочего тела через дроссель первой ступени дросселирования, кг/с.

Потери эксергии во второй ступени дросселирования:

$$D_{\text{ДР2}}^{\text{ПКХМ}} = (e_7^{\text{ПКХМ}} - e_8^{\text{ПКХМ}}) G_{7_8}^{\text{ПКХМ}}, \quad (3.110)$$

где $e_7^{\text{ПКХМ}}$ – эксергия рабочего тела на входе в дроссель второй ступени, Дж/кг; $e_8^{\text{ПКХМ}}$ – эксергия НКРТ на выходе из дросселя второй ступени, Дж/кг; $G_{7_8}^{\text{ПКХМ}}$ – расход рабочего тела через дроссель второй ступени дросселирования, кг.

Эксергия холода низшего температурного уровня, получаемого в холодильной установке:

$$E_{q_{\text{н}}}^{\text{ПКХМ}} = \sum Q_{\text{н}}^{\text{ПКХМ}} \frac{T_{\text{ос}}^{\text{ПКХМ}} - T_1^{\text{ПКХМ}}}{T_1^{\text{ПКХМ}}}, \quad (3.111)$$

где $\sum Q_{\text{н}}^{\text{ПКХМ}}$ – суммарное количество холода, вырабатываемого в холодильной установке и идущего на нужды хладоснабжения, Дж/с; $T_{\text{ос}}^{\text{ПКХМ}}$ – температура окружающей среды, К; $T_1^{\text{ПКХМ}}$ – температура НКРТ на выходе из испарителя низшего температурного уровня, К.

Суммарное количество холода низшего температурного уровня, вырабатываемого в холодильной установке:

$$\sum Q_{\text{н}}^{\text{ПКХМ}} = \frac{Q_{\text{хл.чл.н}}^{\text{ПКХМ}}}{\eta_{\text{исп}}^{\text{ПКХМ}}}, \quad (3.112)$$

где $Q_{\text{хл.чл.н}}^{\text{ПКХМ}}$ – количество холода, идущего на нужды хладоснабжения низшего температурного уровня, Дж/с; $\eta_{\text{исп}}^{\text{ПКХМ}}$ – КПД испарителя холодильной установки, о. е.

Эксергия холода высшего температурного уровня, получаемого в холодильной установке:

$$E_{qv}^{ПКХМ} = \sum Q_v^{ПКХМ} \frac{T_{oc}^{ПКХМ} - T_3^{ПКХМ}}{T_3^{ПКХМ}}, \quad (3.113)$$

где $\sum Q_v^{ПКХМ}$ – суммарное количество холода в холодильной установке, идущего на нужды хладоснабжения высшего температурного уровня и конденсацию паров рабочего тела в конденсаторе турбоустановки, Дж/с; $T_{oc}^{ПКХМ}$ – температура окружающей среды, К; $T_3^{ПКХМ}$ – температура НКРТ после испарителя высшего температурного уровня, К.

Количество холода высшего температурного уровня, вырабатываемого в холодильной установке:

$$\sum Q_v^{ПКХМ} = \frac{Q_{кондТД}^{ПКХМ}}{\eta_{кондТД}^{ПКХМ}} + \frac{Q_{хл.сн.в}^{ПКХМ}}{\eta_{исп}^{ПКХМ}}, \quad (3.114)$$

где $Q_{кондТД}^{ПКХМ}$ – количество холода, необходимого для конденсации паров рабочего тела в конденсаторе турбоустановки, Дж/с; $Q_{хл.сн.в}^{ПКХМ}$ – количество холода высшего температурного уровня, идущего на нужды хладоснабжения, Дж/с; $\eta_{кондТД}^{ПКХМ}$ – КПД конденсатора турбоустановки, о. е.; $\eta_{исп}^{ПКХМ}$ – КПД испарителя холодильной установки, о. е.

Объединив полученные формулы в единую систему уравнений с соответствующими коэффициентами $A_{i,j}$ из таблицы 3.1, получаем универсальную математическую модель для всех вариантов полигенерационных турбоустановок.

3.1.2. Эксергетический анализ установки для производства углекислоты

На рис. 3.2 и 3.3 представлены упрощенные схемы полигенерационных установок с возможностью получения жидкой и газообразной углекислоты. Отличительной особенностью представленных схем является способ охлаждения конденсатора холодильной установки: охлаждение конденсатора жидкой углекислотой, вырабатываемой

в самой установке (рис. 3.27) [166, 168, 187], и внешний источник охлаждения конденсатора, например, система обратного водоснабжения с градирней либо холодная вода, поступающая на объект из поверхностных или подземных источников (рис. 3.3).

Произведен эксергетический анализ холодильной части схем полигенерационных установок (выделенных на рис. 3.2 и 3.3 пунктиром), предназначенных как для производства углекислоты в жидком и газообразном агрегатном состоянии, так и для производства холода двух температурных уровней. Исходные данные представлены в табл. 3.3. Термодинамический цикл в P - h координатах представлен на рис.3.4.

Таблица 3.3

Исходные данные для расчета полигенерационных установок [170]

Исходные данные	Значение
Необходимое количество холода низшего температурного уровня, кДж	5000
Средняя за шесть наиболее теплых месяцев в году температура окружающей среды для Республики Беларусь, °С	15
Температура кипения CO ₂ в конденсаторе 9, °С	23
Необходимое количество холода высшего температурного уровня, кДж	1000
Процент поступающей на склад газообразной кислоты, %	50
Количество жидкой и газообразной углекислоты, поступающей на склад, одинаково	
Температура углекислоты на входе в испаритель низшего уровня, °С	2
Использование углекислоты для охлаждения конденсатора турбоустановки	Нет
КПД компрессора, %	80
КПД теплообменника, %	98
Механический КПД компрессора, %	75
КПД электродвигателя компрессора, %	94

Цикл (рис. 3.3) с полным промежуточным охлаждением хладагента состоит из следующих процессов: 1–2 – сжатие углекислоты в компрессоре первой ступени; 2–3 – охлаждение углекислоты перед второй ступенью компрессора; 3–4 – адиабатное сжатие углекислоты во второй ступени компрессора; 4–5 – охлаждение углекислоты перед третьей ступенью компрессора; 5–6 – адиабатное сжатие углекислоты в третьей ступени компрессора; 6–7 – охлаждение и конденсация га-

зообразной углекислоты в конденсаторе 9; 7–8 – первое адиабатное дросселирование жидкой углекислоты в дросселе 10 в сепаратор 11; 9–10 – второе адиабатное дросселирование жидкой углекислоты в дросселе 14 в сепаратор 15; 11–1 – кипение углекислоты в конденсаторе ТУ и (или) в ТО 16.

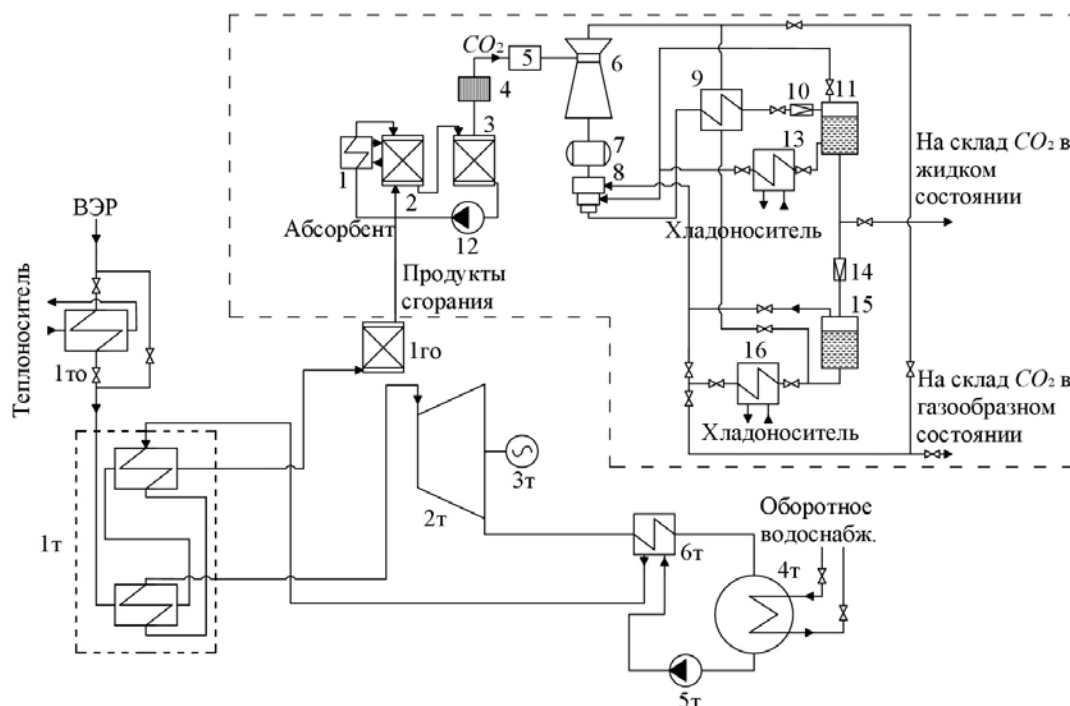


Рис. 3.2. Схема полигенерационной установки (охлаждение конденсатора холодильной установки углекислотой) [168]:

1то – теплообменный аппарат; 1т – теплообменный аппарат (котел-утилизатор); 2т – турбина; 3т – генератор; 4т – конденсатор; 5т – насос; 6т – теплообменный аппарат; 1го – газоочистительная установка; 1, 13, 16 – теплообменный аппарат; 2 – абсорбер; 3 – десорбер; 4 – брызгоотделитель; 5 – осушитель; 6 – инжектор; 7 – ресивер; 8 – компрессор; 9 – конденсатор; 10, 14 – регулирующий вентиль; 11, 15 – сепаратор; 12 – насос

С помощью программы [129–131] произведен эксергетический анализ холодильной части схем полигенерации (рис. 3.2 и 3.3), результаты которого представлены в табл. 3.4.

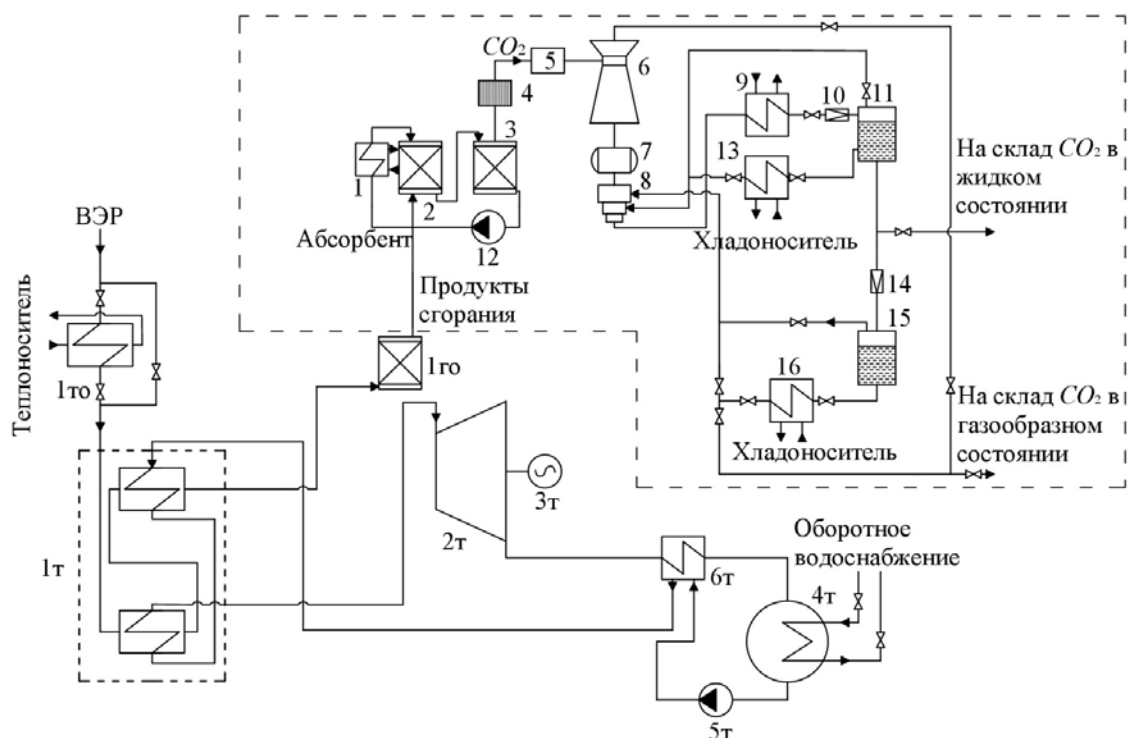


Рис. 3.3. Схема полигенерационной установки (внешнее охлаждение конденсатора холодильной установки) [170]:

1то – теплообменный аппарат; 1т – теплообменный аппарат (котел-утилизатор); 2т – турбина; 3г – генератор; 4г – конденсатор; 5г – насос; 6г – теплообменный аппарат; 1го – газоочистительная установка; 1, 13, 16 – теплообменный аппарат; 2 – абсорбер; 3 – десорбер; 4 – брызгоотделитель; 5 – осушитель; 6 – инжектор; 7 – ресивер; 8 – компрессор; 9 – конденсатор; 10, 14 – регулирующий вентиль; 11, 15 – сепаратор; 12 – насос

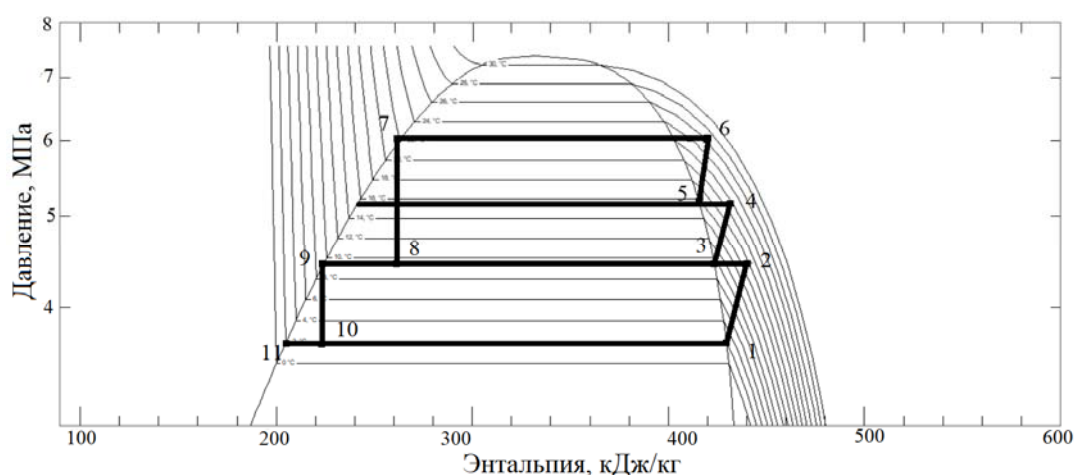


Рис. 3.4. Цикл в P - h координатах установки по производству углекислоты и холода [170]

Таблица 3.4

**Сравнительный анализ способов охлаждения конденсатора установки
по производству холода и углекислоты [170]**

Параметры	Собственное охлаждение конденсатора углекислотой	Внешнее охлаждение конденсатора оборотной водой
Эксергия электрической энергии, используемой на привод компрессора, %	100,0	3,0
Потери эксергии по элементам установки, %:		
компрессор	43,7	1,3
конденсатор	41,8	0,4
регулирующий вентиль № 1	13,5	0,3
регулирующий вентиль № 2	Менее 0,1	Менее 0,1
другие элементы	—	—
Эксергия поступающей на склад углекислоты и получаемого в установке холода, %	1,0	1,0

Из табл. 3.4 видно, что схема с внешним охлаждением конденсатора является наиболее предпочтительной, так как приводит к меньшим затратам эксергии на привод компрессора. Это связано с тем, что внешнее охлаждение конденсатора приводит к снижению количества эксергии, циркулирующей в цикле, по сравнению со схемой с собственным охлаждением конденсатора, где значительное количество эксергии, содержащейся в жидкой углекислоте после второй ступени дросселирования, расходуется на охлаждение конденсатора холодильной установки. В свою очередь, это приводит к снижению потерь эксергии по элементам установки и, как следствие, к значительному снижению затрат эксергии на привод компрессора (с 100,0 до 3,0 %).

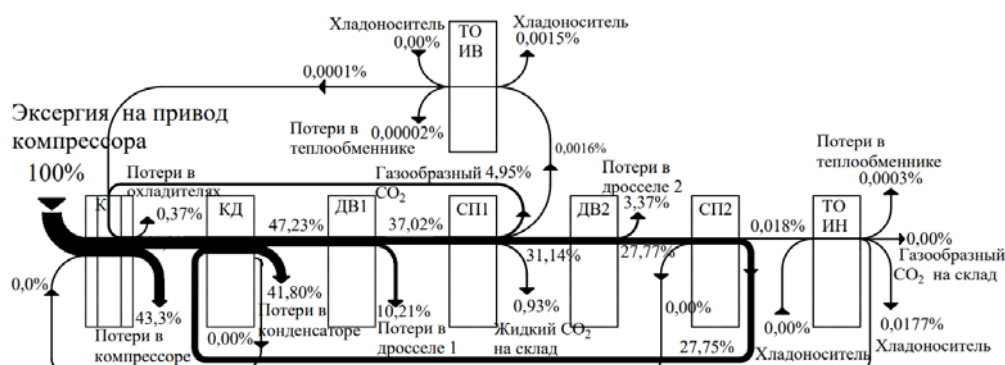


Рис. 3.5. Диаграмма потоков эксергии установки по производству углекислоты и холода (собственное охлаждение конденсатора) [170]

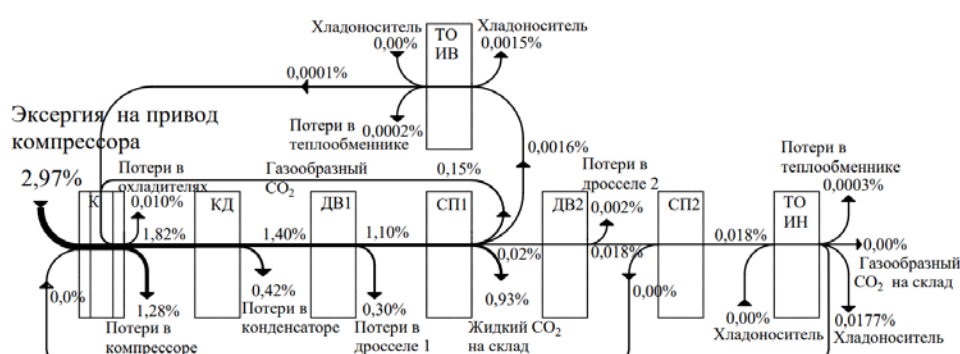


Рис. 3.6. Диаграмма потоков эксергии установки по производству углекислоты и холода (внешнее охлаждение конденсатора) [170]

3.1.3. Эксергетический анализ полигенерационных турбоустановок

При помощи разработанной математической модели [129–131] произведен эксергетический расчет и анализ исследуемых схем полигенерационных установок. Схемы исследуемых установок представлены на рис. 2.7–2.12 и 2.21–2.26. Исходные данные, тип и характеристики оборудования представлены в табл. 3.5–3.8 с пояснительными рис. 3.7–3.11.

Исследуемые схемы полигенерации включают установку для преобразования энергетических ресурсов (ГТУ, ВЭР с КУ, КА), ТО для подогрева теплоносителя, турбоустановку на НКРТ (на перегретом паре или с промежуточным перегревом), установку по производству холода и углекислоты (УПХиУ с охлаждением конденсатора ТУ углекислотой и с охлаждением конденсатора ТУ внешним источником) и ПКХМ (с охлаждением конденсатора ТУ фреоном, с охлаждением конденсатора ТУ внешним источником).

Таблица 3.5

Исходные данные для ГТУ, КУ, КА (условно постоянные данные)

Параметр	Значение
Объемный состав газа (природный газ) [181, 188], %	
CH ₄	84,5
C ₂ H ₆	3,8
C ₃ H ₈	1,9
C ₄ H ₁₀	0,9
C ₅ H ₁₂ и др.	0,3
N ₂	7,8
CO ₂	0,8
Газотурбинная установка	
Влагосодержание газообразного топлива [181, 188], г/нм ³	10
Минимальный коэффициент избытка воздуха для нормального протекания реакции горения [181, 188], о. е.	1,05
Расход топлива ГТУ, м ³ /ч	1000
КПД газовой турбины ($\eta_{ГТ}^{ГТУ}$) [181], о. е.	0,85
КПД компрессора ($\eta_{к}^{ГТУ}$) [181], о. е.	0,85
КПД камеры сгорания ($\eta_{кс}^{ГТУ}$) [181], о. е.	0,98
КПД механический газовой турбины ($\eta_{мехТ}^{ГТУ}$) [181], о. е.	0,98
КПД генератора ($\eta_{ген}^{ГТУ}$) [189], о. е.	0,97
Степень повышения давления в ГТУ [181], единиц	14,6
Дополнительная температура газов на входе в газовую турбину ($t_3^{ГТУ}$) [181, 190], °C	1100
Низшая теплота сгорания топлива [181, 188], кДж/кг	33500
Низшая теплота сгорания топлива ($Q_H^{ГТУ}$) [181, 188], кДж/м ³	35800
Котлоагрегат	
Тип котлоагрегата	Водотрубный
КПД (брутто) котлоагрегата ($\eta_{ка}^{КА}$) [181, 188], о. е.	0,92
Расход топлива (с низкой теплотворной способностью) в КА, кг/ч	3410
Низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг	10500
Котел-утилизатор	
КПД котла-утилизатора $\eta_{ку}^{КУ}$ [191], о. е.	0,98
Температура дымовых газов на выходе из КУ ($t_{вых}^{КУ}$) [191, 192], °C	135

Таблица 3.6

**Исходные данные турбоустановки на водяном паре и НКРТ, ТО
для подогрева теплоносителя (условно постоянные данные)**

Параметр	Значение
ТУ на водяном паре (ВП) или НКРТ	
Внутренний относительный КПД турбины на НКРТ ($\eta_T^{TA(НКРТ)}$) [192], о. е.	0,82
Внутренний относительный КПД турбины на водяном паре ($\eta_T^{TA(ВП)}$) [192], о. е.	0,86
Механический КПД турбины ($\eta_{мех}^{TA}$) [193, 194], о. е.	0,98
Тип турбины	Осевая
Индикаторный КПД насоса для НКРТ ($\eta_H^{TA(НКРТ)}$) [195], о. е.	0,80
Индикаторный КПД водяного насоса ($\eta_H^{TA(ВП)}$) [195], о. е.	0,83
Тип насоса	Центробежный
КПД генератора ($\eta_{ген}^{TA}$) [196], о. е.	0,97
КПД теплообменного аппарата для подогрева рабочего тела термостойким маслом [197], о. е.	0,98
КПД регенеративного теплообменного аппарата ($\eta_{ТО}^{TA}$) [197], о. е.	0,98
Тип используемых теплообменных аппаратов	Кожухотрубные
Температура рабочего тела на выходе из конденсатора (η_{tl}^{TA}) [197, 198], °C	25
Теплообменный аппарат для подогрева теплоносителя	
Тип теплообменных аппаратов	Кожухотрубный
КПД теплообменника для подогрева теплоносителя ($\eta_{ТО}^{TO}$) [197], о. е.	0,98

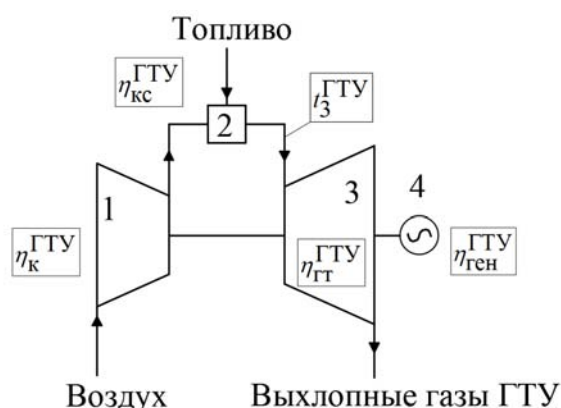


Рис. 3.7. Схема газотурбинной установки:

1 – компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – газовая турбина;
4 – генератор

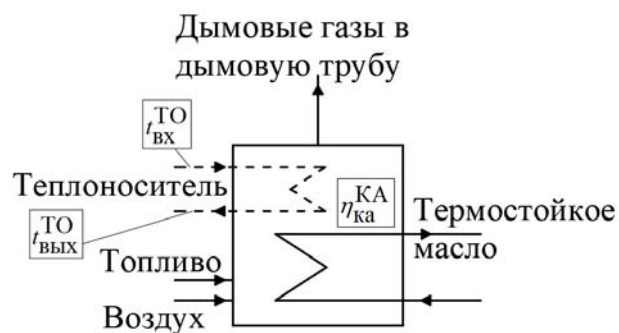


Рис. 3.8. Схема котлоагрегата с подогревом теплоносителя

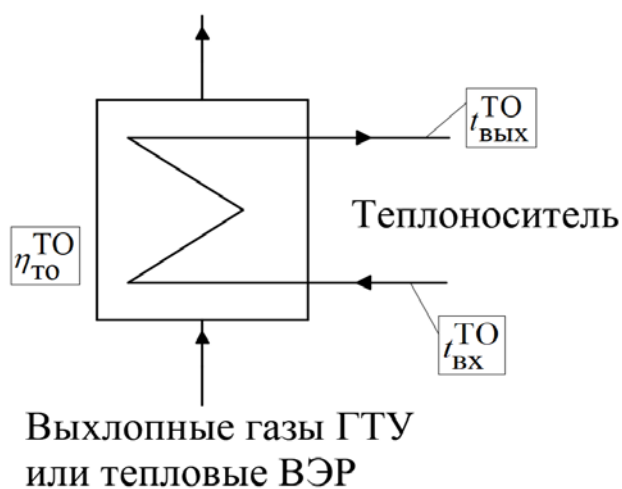


Рис. 3.9. Схема теплообменного аппарата для подогрева теплоносителя

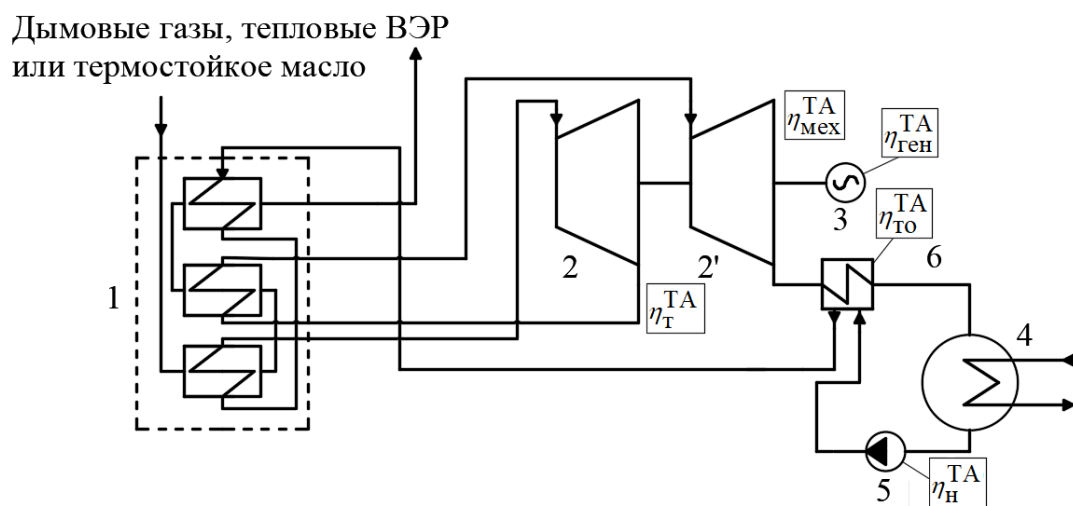


Рис. 3.10. Схема турбоустановки с промежуточным перегревом и теплообменным аппаратом:
 1 – теплообменный аппарат (котел-утилизатор); 2 – турбина высокого давления; 2' – турбина низкого давления; 3 – генератор;
 4 – конденсатор; 5 – насос; 6 – теплообменный аппарат

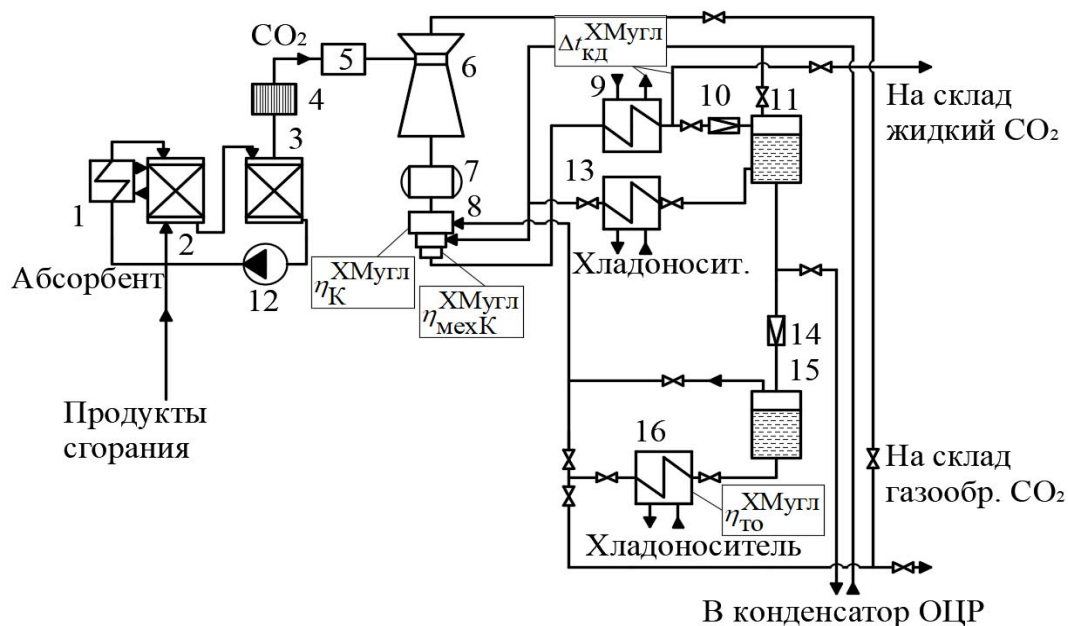


Рис. 3.11. Схема установки по производству углекислоты и холода:

1, 13, 16 – теплообменный аппарат; 2 – абсорбер; 3 – десорбер;
 4 – брызгоотделитель; 5 – осушитель; 6 – инжектор; 7 – ресивер;
 8 – компрессор; 9 – конденсатор;
 10, 14 – регулирующий вентиль; 11, 15 – сепаратор; 12 – насос

Таблица 3.7

**Исходные данные для холодильной машины и УПХиУ
 (условно постоянные данные)**

Параметр	Значение
КПД теплообменного аппарата ($\eta_{\text{ТО}}^{\text{ПКХМ}}$, $\eta_{\text{ТО}}^{\text{ХМугл}}$) [197], о. е.	0,98
Тип компрессора для углекислоты	Поршневой
Механический КПД компрессора для углекислоты ($\eta_{\text{мехК}}^{\text{ХМугл}}$) [199–201], о. е.	0,88
Внутренний относительный КПД компрессора для углекислоты ($\eta_{\text{К}}^{\text{ХМугл}}$) [199–201], о. е.	0,75
Тип компрессора для R410A	Поршневой
Механический КПД компрессора для R410A ($\eta_{\text{мехК}}^{\text{ПКХМ}}$) [199–201], о. е.	0,9
Внутренний относительный КПД компрессора для R410A ($\eta_{\text{К}}^{\text{ПКХМ}}$) [199–201], о. е.	0,79
Тип компрессора для изобутана	Поршневой
Механический КПД компрессора для изобутана ($\eta_{\text{мехК}}^{\text{ПКХМ}}$) [199–201], о. е.	0,90

Окончание табл. 3.7

Параметр	Значение
Внутренний относительный КПД компрессора для изобутана ($\eta_K^{ПКХМ}$) [199–201], о. е.	0,79
Температурный напор в конденсаторе холодильной установки ($\Delta t_{кд}^{ПКХМ}, \Delta t_{кд}^{ХМугл}$) [194, 198], °С	5
КПД электродвигателя компрессора ($\eta_{эдК}^{ПКХМ}, \eta_{эдК}^{ХМугл}$) [202], о. е.	0,94

Таблица 3.8

Общие исходные данные

Параметр	Значение
Средняя за шесть наиболее теплых месяцев в году температура окружающей среды для Республики Беларусь (t_{oc}) [203], °С	15
Атмосферное давление [203], кПа	101,3
Энергия, получаемая ГТУ, КА, КУ с топливом и ВЭР, МВт	9,94
Необходимое количество тепловой энергии, МВт	1
Температурный график теплоносителя (технологические нужды), °С	150/70
Необходимое количество холода высшего температурного уровня, МВт	0,2
Необходимое количество холода низшего температурного уровня, МВт	0,3
Температура холода высшего температурного уровня, °С	+4
Температура холода низшего температурного уровня, °С	–18
Необходимое количество жидкой углекислоты, кг/ч	190
Необходимое количество газообразной углекислоты, кг/ч	380
Рабочие тела для ТУ на водяном паре: ТУ на НКРТ и ПКХМ	Вода
	R410A
	Изобутан
	Углекислота

Исходя из условий, при которых все варианты установок производят одинаковое количество теплоты, холода и углекислоты (для УПХиУ), и при одинаковых параметрах, сравнительный анализ эф-

эффективности схем полигенерации можно проводить по эксергии вырабатываемого и потребляемого в установках электричества, представленного в процентах от эксергии топлива, поступающего в установку. Параметры рабочих тел, при которых проводились расчеты, а также полученные результаты представлены в табл. 3.9–3.12. Для схем ТУ со сверхкритическими параметрами рабочего тела и схем с промежуточным перегревом принимались термодинамически оптимальные параметры рабочего тела; для ТУ с субкритическими параметрами НКРТ – принимались по аналогии с действующими установками; а для ТУ на водяном паре – согласно методик, применяемых для паровых турбины (исходя из допустимой степени сухости рабочего тела в процессе расширения). Мощности элементов тригенерационных и полигенерационных установок представлены в табл. 3.13–3.16.

Из полученных результатов (рис. 3.12–3.27) видно, что предложенные схемы полигенерации с субкритическими параметрами рабочего тела не отличаются высокой эффективностью. Особенно это характерно для схем ТУ, в которых в качестве рабочего тела используется углекислота. Так, в полигенерационной установке с котлом-утилизатором в эксергию электрической энергии преобразуется всего 2,5 % эксергии ВЭР, а в аналогичной установке, где в качестве рабочего тела рассматривается фреон *R410A*, – 20,3 %. Из схем полигенерации с субкритическими параметрами рабочего тела относительно хорошими показателями эффективности обладают схемы на водяном паре. Например, в полигенерационной установке с котлом-утилизатором в эксергию электрической энергии превращается 26,9 % эксергии ВЭР. Но наибольшей эффективностью отличаются схемы на изобутане, в аналогичной схеме в электрическую энергию превращается 33,7 % эксергии ВЭР. Для схем с ГТУ рабочее тело оказывает менее существенное влияние на эффективность установки в целом. Для вышеперечисленных схем в электрическую энергию превращается: 28,7 % эксергии топлива – для схемы на углекислоте; 33,7 % эксергии топлива – для схемы на *R410A*; 36,4 % эксергии топлива – для схемы на изобутане; и 35,7 % эксергии топлива – для схемы на водяном паре. Объясняется это тем, что подавляющее большинство эксергии топлива преобразуется в электрическую энергию в газотурбинной установке (28,8 %), на которую эффективность ТУ и их рабочих тел не оказывает влияние.

В табл. 3.9–3.12 использованы следующие сокращения: ТУ(CO_2) на ПП* – ТУ с субкритическими параметрами НКРТ на перегретом

паре, где в скобках указано применяемое рабочее тело; ТУ(CO₂) на ПП – ТУ со сверхкритическими параметрами на перегретом паре (при термодинамически оптимальных параметрах); ТУ(CO₂) с ПрП – ТУ с промежуточным перегревом; ХУ – холодильная установка; Б/О или С/О – соответственно без или с охлаждением конденсатора ТУ жидким НКРТ холодильной установки (ПКХМ либо УПХиУ); Н_{ТУ} – насос ТУ (на водяном паре либо на НКРТ).

Таблица 3.9

Параметры рабочих тела для ТУ на водяном паре и НКРТ

Схема	Рабочее тело	Температура перед ЧВД турбины, °С	Давление перед ЧВД турбины, МПа	Температура перед ЧНД турбины, °С	Давление перед ЧНД турбины, МПа
ТУ на ПП*	R744	250	7,00	–	–
ТУ на ПП Б/О	R744	250	21,26	–	–
ТУ на ПП С/О	R744	250	21,27	–	–
ТУ с ПрП Б/О	R744	250	26,43	250	13,65
ТУ с ПрП С/О	R744	250	28,87	250	11,47
ТУ на ПП*	R410A	250	4,50	–	–
ТУ на ПП Б/О	R410A	250	13,76	–	–
ТУ на ПП С/О	R410A	250	12,75	–	–
ТУ с ПрП Б/О	R410A	250	18,66	250	6,57
ТУ с ПрП С/О	R410A	250	18,91	250	5,24
ТУ на ПП*	R600A	250	3,00	–	–
ТУ на ПП Б/О	R600A	250	6,85	–	–
ТУ на ПП С/О	R600A	250	6,44	–	–
ТУ с ПрП Б/О	R600A	250	8,35	250	2,13
ТУ с ПрП С/О	R600A	250	8,18	250	1,63
ТУ на ПП	Вода	250	1,68	–	–

Таблица 3.10

Результаты расчета полигенерационных установок с ГГТУ

Но- мер	Схема		Эксергия вырабатываемого и потребляемого электричества, %				
	ТУ	ХУ	ГТУ	ТУ	Н _{ТУ}	ХУ	Σ
1.1	ТУ(CO ₂) на ПП*	УПХиУ Б/О	28,8	1,6	−0,3	−1,4	28,7
1.2	ТУ(CO ₂) на ПП*	ПКХМ(CO ₂) Б/О	28,8	1,6	−0,3	−1,8	28,3
1.3	ТУ(CO ₂) на ПП	УПХиУ Б/О	28,8	11,7	−4,1	−1,4	35,0
1.4	ТУ(CO ₂) на ПП	УПХиУ С/О	28,8	11,8	−2,9	−12,1	25,6
1.5	ТУ(CO ₂) с ПрП	УПХиУ Б/О	28,8	13,5	−4,9	−1,4	36,0
1.6	ТУ(CO ₂) с ПрП	УПХиУ С/О	28,8	14,0	−3,8	−11,5	27,5
1.7	ТУ(CO ₂) на ПП	ПКХМ(CO ₂) Б/О	28,8	11,7	−4,1	−1,8	34,6
1.8	ТУ(CO ₂) на ПП	ПКХМ(CO ₂) С/О	28,8	11,8	−2,9	−9,5	28,2
1.9	ТУ(CO ₂) с ПрП	ПКХМ(CO ₂) Б/О	28,8	13,5	−4,9	−1,8	35,6
1.10	ТУ(CO ₂) с ПрП	ПКХМ(CO ₂) С/О	28,8	14,0	−3,8	−9,1	29,9
1.11	ТУ(R410A) на ПП*	УПХиУ Б/О	28,8	6,9	−0,6	−1,4	33,7
1.12	ТУ(R410A) на ПП*	ПКХМ(R410A) Б/О	28,8	6,9	−0,6	−1,3	33,8
1.13	ТУ(R410A) на ПП	УПХиУ Б/О	28,8	10,9	−2,1	−1,4	36,2
1.14	ТУ(R410A) на ПП	УПХиУ С/О	28,8	11,6	−1,7	−11,7	27,0
1.15	ТУ(R410A) с ПрП	УПХиУ Б/О	28,8	12,6	−2,8	−1,4	37,2
1.16	ТУ(R410A) с ПрП	УПХиУ С/О	28,8	13,5	−2,4	−11,2	28,7
1.17	ТУ(R410A) на ПП	ПКХМ(R410A) Б/О	28,8	10,9	−2,1	−1,3	36,3
1.18	ТУ(R410A) на ПП	ПКХМ(R410A) С/О	28,8	11,6	−1,7	−6,2	32,5
1.19	ТУ(R410A) с ПрП	ПКХМ(R410A) Б/О	28,8	12,6	−2,8	−1,3	37,3
1.20	ТУ(R410A) с ПрП	ПКХМ(R410A) С/О	28,8	13,5	−2,4	−6,0	33,9
1.21	ТУ(R600A) на ПП*	УПХиУ Б/О	28,8	9,6	−0,6	−1,4	36,4
1.22	ТУ(R600A) на ПП*	ПКХМ(R600A) Б/О	28,8	9,6	−0,6	−1,3	36,5
1.23	ТУ(R600A) на ПП	УПХиУ Б/О	28,8	11,3	−1,3	−1,4	37,4
1.24	ТУ(R600A) на ПП	УПХиУ С/О	28,8	12,3	−1,1	−11,1	28,9
1.25	ТУ(R600A) с ПрП	УПХиУ Б/О	28,8	12,2	−1,5	−1,4	38,1
1.26	ТУ(R600A) с ПрП	УПХиУ С/О	28,8	13,3	−1,3	−10,8	30,0
1.27	ТУ(R600A) на ПП	ПКХМ(R600A) Б/О	28,8	11,3	−1,3	−1,3	37,5

Окончание табл. 3.10

Но- мер	Схема		Эксергия вырабатываемого и потребляемого электричества, %				
	ТУ	ХУ	ГТУ	ТУ	Н _{ТУ}	ХУ	Σ
1.28	ТУ(R600A) на ПП	ПКХМ(R600A) С/О	28,8	12,3	−1,1	−5,7	34,3
1.29	ТУ(R600A) с ПрП	ПКХМ(R600A) Б/О	28,8	12,2	−1,5	−1,3	38,2
1.30	ТУ(R600A) с ПрП	ПКХМ(R600A) С/О	28,8	13,3	−1,3	−5,6	35,2
1.31	ТУ(вода) на ПП	УПХиУ Б/О	28,8	8,6	−0,3	−1,4	35,7
1.32	ТУ(вода) на ПП	ПКХМ(R410A) Б/О	28,8	8,6	−0,3	−1,3	35,8
1.33	ТУ(вода) на ПП	ПКХМ(R600A) Б/О	28,8	8,6	−0,3	−1,3	35,8

Таблица 3.11

Результаты расчета полигенерационных установок на ВЭР

Но- мер	Схема		Эксергия вырабатываемого и потребляемого электричества, %				
	ТУ	ХУ	ГТУ	ТУ	Н _{ТУ}	ХУ	Σ
2.1	ТУ(CO ₂) на ПП*	УПХиУ Б/О	–	5,8	−1,0	−2,3	2,5
2.2	ТУ(CO ₂) на ПП*	ПКХМ(CO ₂) Б/О	–	5,8	−1,0	−2,9	1,9
2.3	ТУ(CO ₂) на ПП	УПХиУ Б/О	–	41,5	−14,4	−2,2	24,9
2.4	ТУ(CO ₂) на ПП	УПХиУ С/О	–	41,8	−10,4	−40,1	−8,7
2.5	ТУ(CO ₂) с ПрП	УПХиУ Б/О	–	47,9	−17,5	−2,2	28,2
2.6	ТУ(CO ₂) с ПрП	УПХиУ С/О	–	49,7	−13,6	−38,2	−2,1
2.7	ТУ(CO ₂) на ПП	ПКХМ(CO ₂) Б/О	–	41,5	−14,4	−2,9	24,2
2.8	ТУ(CO ₂) на ПП	ПКХМ(CO ₂) С/О	–	41,8	−10,4	−30,1	1,3
2.9	ТУ(CO ₂) с ПрП	ПКХМ(CO ₂) Б/О	–	47,9	−17,5	−2,9	27,5
2.10	ТУ(CO ₂) с ПрП	ПКХМ(CO ₂) С/О	–	49,7	−13,6	−28,7	7,4
2.11	ТУ(R410A) на ПП*	УПХиУ Б/О	–	24,7	−2,1	−2,3	20,3
2.12	ТУ(R410A) на ПП*	ПКХМ(R410A) Б/О	–	24,7	−2,1	−2,1	20,5
2.13	ТУ(R410A) на ПП	УПХиУ Б/О	–	38,9	−7,6	−2,3	29,0
2.14	ТУ(R410A) на ПП	УПХиУ С/О	–	41,3	−5,9	−38,8	−3,4
2.15	ТУ(R410A) с ПрП	УПХиУ Б/О	–	44,8	−10,0	−2,3	32,5
2.16	ТУ(R410A) с ПрП	УПХиУ С/О	–	47,7	−8,17	−37,0	2,53
2.17	ТУ(R410A) на ПП	ПКХМ(R410A) Б/О	–	38,9	−7,6	−2,1	29,2

Окончание табл. 3.11

Но- мер	Схема		Эксергия вырабатываемого и потребляемого электричества, %				
	ТУ	ХУ	ГТУ	ТУ	Н _{ТУ}	ХУ	Σ
2.18	ТУ(R410A) на ПП	ПКХМ(R410A) С/О	–	41,3	–5,9	–19,6	15,8
2.19	ТУ(R410A) с ПрП	ПКХМ(R410A) Б/О	–	44,8	–10,0	–2,1	32,7
2.20	ТУ(R410A) с ПрП	ПКХМ(R410A) С/О	–	47,9	–8,4	–18,7	20,8
2.21	ТУ(R600A) на ПП*	УПХиУ Б/О	–	34,0	–2,0	–2,3	33,7
2.22	ТУ(R600A) на ПП*	ПКХМ(R600A) Б/О	–	34,0	–2,0	–2,1	33,9
2.23	ТУ(R600A) на ПП	УПХиУ Б/О	–	40,1	–4,6	–2,3	33,2
2.24	ТУ(R600A) на ПП	УПХиУ С/О	–	43,9	–3,8	–36,9	3,2
2.25	ТУ(R600A) с ПрП	УПХиУ Б/О	–	43,4	–5,4	–2,3	35,7
2.26	ТУ(R600A) с ПрП	УПХиУ С/О	–	47,3	–4,7	–35,7	6,9
2.27	ТУ(R600A) на ПП	ПКХМ(R600A) Б/О	–	40,1	–4,6	–2,1	33,4
2.28	ТУ(R600A) на ПП	ПКХМ(R600A) С/О	–	43,9	–3,8	–17,8	22,3
2.29	ТУ(R600A) с ПрП	ПКХМ(R600A) Б/О	–	43,4	–5,4	–2,1	35,9
2.30	ТУ(R600A) с ПрП	ПКХМ(R600A) С/О	–	47,3	–4,7	–17,3	25,3
2.31	ТУ(вода) на ПП	УПХиУ Б/О	–	30,4	–1,2	–2,3	26,9
2.32	ТУ(вода) на ПП	ПКХМ(R410A) Б/О	–	30,4	–1,2	–2,1	27,1
2.33	ТУ(вода) на ПП	ПКХМ(R600A) Б/О	–	30,4	–1,2	–2,1	27,1

Таблица 3.12

Результаты расчета полигенерационных установок с КА

Но- мер	Схема		Эксергия вырабатываемого и потребляемого электричества, %				
	ТУ	ХУ	ГТУ	ТУ	Н _{ТУ}	ХУ	Σ
3.1	ТУ(CO ₂) на ПП*	УПХиУ Б/О	–	3,3	–0,6	–1,4	1,3
3.2	ТУ(CO ₂) на ПП*	ПКХМ(CO ₂) Б/О	–	3,3	–0,6	–1,8	0,9
3.3	ТУ(CO ₂) на ПП	УПХиУ Б/О	–	23,7	–8,3	–1,4	14,0
3.4	ТУ(CO ₂) на ПП	УПХиУ С/О	–	23,8	–6,0	–23	–5,2
3.5	ТУ(CO ₂) с ПрП	УПХиУ Б/О	–	27,3	–10,0	–1,4	15,9
3.6	ТУ(CO ₂) с ПрП	УПХиУ С/О	–	28,3	–7,8	–21,9	–1,4
3.7	ТУ(CO ₂) на ПП	ПКХМ(CO ₂) Б/О	–	23,7	–8,3	–1,8	13,6

Но- мер	Схема		Эксергия вырабатываемого и потребляемого электричества, %				
	ТУ	ХУ	ГТУ	ТУ	Н _{ТУ}	ХУ	Σ
3.8	ТУ(CO ₂) на ПП	ПКХМ(CO ₂) С/О	–	23,8	–6,0	–17,3	0,5
3.9	ТУ(CO ₂) с ПрП	ПКХМ(CO ₂) Б/О	–	27,3	–10,0	–1,8	15,5
3.10	ТУ(CO ₂) с ПрП	ПКХМ(CO ₂) С/О	–	28,3	–7,8	–16,5	4,0
3.11	ТУ(R410A)наПП*	УПХиУ Б/О	–	14,1	–1,2	–1,4	11,5
3.12	ТУ(R410A)наПП*	ПКХМ(R410A) Б/О	–	14,1	–1,2	–1,3	11,6
3.13	ТУ(R410A) на ПП	УПХиУ Б/О	–	21,2	–4,3	–1,4	15,5
3.14	ТУ(R410A) на ПП	УПХиУ С/О	–	23,5	–3,4	–2,2	–2,1
3.15	ТУ(R410A) с ПрП	УПХиУ Б/О	–	25,6	–5,7	–1,4	18,5
3.16	ТУ(R410A) с ПрП	УПХиУ С/О	–	27,3	–4,8	–21,2	1,3
3.17	ТУ(R410A) на ПП	ПКХМ(R410A) Б/О	–	21,2	–4,3	–1,3	15,6
3.18	ТУ(R410A) на ПП	ПКХМ(R410A) С/О	–	23,5	–3,4	–11,3	8,8
3.19	ТУ(R410A) с ПрП	ПКХМ(R410A) Б/О	–	25,5	–5,7	–1,3	18,5
3.20	ТУ(R410A) с ПрП	ПКХМ(R410A) С/О	–	27,3	–4,8	–10,8	11,7
3.21	ТУ(R600A)наПП*	УПХиУ Б/О	–	19,5	–1,1	–1,4	17,0
3.22	ТУ(R600A)наПП*	ПКХМ(R600A) Б/О	–	19,5	–1,1	–1,3	17,1
3.23	ТУ(R600A) на ПП	УПХиУ Б/О	–	22,9	–2,6	–1,4	18,9
3.24	ТУ(R600A) на ПП	УПХиУ С/О	–	25,0	–2,2	–21,1	1,7
3.25	ТУ(R600A) с ПрП	УПХиУ Б/О	–	24,8	–3,1	–1,4	20,3
3.26	ТУ(R600A) с ПрП	УПХиУ С/О	–	27,0	–2,7	–20,5	3,8
3.27	ТУ(R600A) на ПП	ПКХМ(R600A) Б/О	–	22,9	–2,6	–1,3	19,0
3.28	ТУ(R600A) на ПП	ПКХМ(R600A) С/О	–	25,0	–2,2	–10,3	12,5
3.29	ТУ(R600A) с ПрП	ПКХМ(R600A) Б/О	–	24,8	–3,1	–1,3	20,4
3.30	ТУ(R600A) с ПрП	ПКХМ(R600A) С/О	–	27,0	–2,7	–10,0	14,3
3.31	ТУ(вода) на ПП	УПХиУ Б/О	–	17,4	–0,7	–1,4	15,3
3.32	ТУ(вода) на ПП	ПКХМ(R410A) Б/О	–	17,4	–0,7	–1,3	15,4

В табл. 3.13–3.16 использованы следующие сокращения: ТУ(CO₂) на ПП*–ТУ с субкритическими параметрами НКРТ на перегретом паре, где в скобках указано применяемое рабочее тело; ТУ(CO₂) на ПП–ТУ со сверхкритическими параметрами на перегретом паре (при термодинамически оптимальных параметрах); ТУ(CO₂) с ПрП–ТУ с промежуточным перегревом; ХУ – холодильная установка; Б/О или С/О – соответственно без или с охлаждением конденсатора ТУ жидким НКРТ холодильной установки (ПКХМ либо УПХиУ). Для номера схем первая цифра означает источник энергии (1–ГТУ; 2 – ВЭР; 3 – КА), вторая – вариант схемы.

Таблица 3.13

Варианты исследуемых схем полигенерации

Но- мер	Схема		Но- мер	Схема	
	О/КЦР	ХУ		О/КЦР	ХУ
1	ТУ(CO ₂) на ПП*	УПХиУ Б/О	18	О/КЦР	ХУ
2	ТУ(CO ₂) на ПП*	ПКХМ(CO ₂) Б/О	19	ТУ(R410A) на ПП	ПКХМ(R410A) С/О
3	ТУ(CO ₂) на ПП	УПХиУ Б/О	20	ТУ(R410A) с ПрП	ПКХМ(R410A) Б/О
4	ТУ(CO ₂) на ПП	УПХиУ С/О	21	ТУ(R410A) с ПрП	ПКХМ(R410A) С/О
5	ТУ(CO ₂) с ПрП	УПХиУ Б/О	22	ТУ(R600A) на ПП*	УПХиУ Б/О
6	ТУ(CO ₂) с ПрП	УПХиУ С/О	23	ТУ(R600A) на ПП*	ПКХМ(R600A) Б/О
7	ТУ(CO ₂) на ПП	ПКХМ(CO ₂) Б/О	24	ТУ(R600A) на ПП	УПХиУ Б/О
8	ТУ(CO ₂) на ПП	ПКХМ(CO ₂) С/О	25	ТУ(R600A) на ПП	УПХиУ С/О
9	ТУ(CO ₂) с ПрП	ПКХМ(CO ₂) Б/О	26	ТУ(R600A) с ПрП	УПХиУ Б/О
10	ТУ(CO ₂) с ПрП	ПКХМ(CO ₂) С/О	27	ТУ(R600A) с ПрП	УПХиУ С/О
11	ТУ(R410A) на ПП*	УПХиУ Б/О	28	ТУ(R600A) на ПП	ПКХМ(R600A) Б/О
12	ТУ(R410A) на ПП*	ПКХМ(R410A) Б/О	29	ТУ(R600A) на ПП	ПКХМ(R600A) С/О
13	ТУ(R410A) на ПП	УПХиУ Б/О	30	ТУ(R600A) с ПрП	ПКХМ(R600A) Б/О
14	ТУ(R410A) на ПП	УПХиУ С/О	31	ТУ(R600A) с ПрП	ПКХМ(R600A) С/О
15	ТУ(R410A) с ПрП	УПХиУ Б/О	32	ТУ(вода) на ПП	УПХиУ Б/О
16	ТУ(R410A) с ПрП	УПХиУ С/О	33	ТУ(вода) на ПП	ПКХМ(R410A) Б/О
17	ТУ(R410A) на ПП	ПКХМ(R410A) Б/О	–	–	–

Таблица 3.14

Мощности элементов схем полигенерации с ГТУ

Элемент	Полученные результаты							
Номер схемы	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8
ГТУ, МВт	2,88	2,88	2,88	2,88	2,88	2,88	2,88	28,8
ТО для подогрева теплоносителя, МВт	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
Турбина, МВт	0,16	0,16	1,16	1,17	1,34	14,0	1,16	1,17
ТО ТУ, МВт	7,23	7,23	1,84	1,16	2,15	1,56	1,84	1,16
Конденсатор ТУ, МВт	3,63	3,63	3,05	2,95	2,94	2,79	3,05	2,95
Насос ТУ, МВт	0,03	0,03	0,41	0,29	0,49	0,38	0,41	0,29
Компрессор ХМ, МВт	0,14	0,18	0,14	1,20	0,14	1,14	0,18	0,94
Конденсатор ХМ, МВт	0,52	0,61	0,52	3,54	0,52	3,39	0,61	4,25
Испаритель низшего уровня ХМ, МВт	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
Испаритель высшего уровня ХМ, МВт	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
Номер схемы	1,9	1,10	1,11	1,12	1,13	1,14	1,15	1,16
ГТУ, МВт	2,88	2,88	2,88	2,88	2,88	2,88	2,88	2,88
ТО для подогрева теплоносителя, МВт	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
Турбина, МВт	1,34	1,39	0,69	0,69	1,09	1,15	1,25	1,34
ТО ТУ, МВт	2,15	1,56	3,01	3,01	1,50	1,21	1,99	1,69
Конденсатор ТУ, МВт	2,94	2,79	3,19	3,19	2,95	2,84	2,83	2,70
Насос ТУ, МВт	0,49	0,38	0,06	0,06	0,21	0,17	0,28	0,23
Компрессор ХМ, МВт	0,18	0,90	0,14	0,13	0,14	1,16	0,14	1,11
Конденсатор ХМ, МВт	0,61	4,06	0,52	0,59	0,52	3,44	0,52	3,29
Испаритель низшего уровня ХМ, МВт	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
Испаритель высшего уровня ХМ, МВт	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20

Продолжение табл. 3.14

Элемент	Полученные результаты							
Номер схемы	1.25	1.26	1.27	1.28	1.29	1.30	1.31	1.32
ГТУ, МВт	2,88	2,88	2,88	2,88	2,88	2,88	2,88	2,88
ТО для подогрева теплоносителя, МВт	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
Турбина, МВт	1,09	1,15	1,25	1,34	0,95	0,95	1,12	1,23
ТО ТУ, МВт	1,50	1,21	1,99	1,69	2,95	2,95	2,13	1,97
Конденсатор ТУ, МВт	2,95	2,84	2,83	2,70	2,91	2,91	2,82	2,69
Насос ТУ, МВт	0,21	0,17	0,28	0,23	0,06	0,06	0,13	0,11
Компрессор ХМ, МВт	0,13	0,62	0,13	0,60	0,13	0,14	0,14	1,11
Конденсатор ХМ, МВт	0,59	3,89	0,59	3,73	0,59	0,52	0,52	3,28
Испаритель низшего уровня ХМ, МВт	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
Испаритель высшего уровня ХМ, МВт	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
Номер схемы	1.25	1.26	1.27	1.28	1.29	1.30	1.31	1.32
ГТУ, МВт	2,88	2,88	2,88	2,88	2,88	2,88	2,88	2,88
ТО для подогрева теплоносителя, МВт	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
Турбина, МВт	1,21	1,32	1,12	1,23	1,22	1,33	0,85	0,85
ТО ТУ, МВт	2,87	2,60	2,13	1,97	2,87	2,60	0	0
Конденсатор ТУ, МВт	2,73	2,60	2,82	2,69	2,73	2,60	17,9	17,9
Насос ТУ, МВт	0,15	0,13	0,13	0,11	0,15	0,13	0,33	0,33
Компрессор ХМ, МВт	0,14	1,08	0,13	0,57	0,13	0,56	0,14	0,13
Конденсатор ХМ, МВт	0,52	3,19	0,61	3,73	0,61	3,63	0,52	0,59
Испаритель низшего уровня ХМ, МВт	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
Испаритель высшего уровня ХМ, МВт	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
Номер схемы	1.33	—	—	—	—	—	—	—
ГТУ, МВт	2,88	—	—	—	—	—	—	—
ТО для подогрева теплоносителя, МВт	0,99	—	—	—	—	—	—	—
Турбина, МВт	0,85	—	—	—	—	—	—	—

Окончание табл. 3.14

Элемент	Полученные результаты							
ТО ТУ, МВт	0	–	–	–	–	–	–	–
Конденсатор ТУ, МВт	17,9	–	–	–	–	–	–	–
Насос ТУ, МВт	0,33	–	–	–	–	–	–	–
Компрессор ХМ, МВт	0,13	–	–	–	–	–	–	–
Конденсатор ХМ, МВт	0,61	–	–	–	–	–	–	–
Испаритель низшего уровня ХМ, МВт	0,30	–	–	–	–	–	–	–
Испаритель высшего уровня ХМ, МВт	0,20	–	–	–	–	–	–	–

Таблица 3.15

Мощности элементов схем полигенерации на ВЭР

Элемент	Полученные результаты							
Номер схемы	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8
ГТУ, МВт	–	–	–	–	–	–	–	–
ТО для подогрева теплоносителя, МВт	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
Турбина, МВт	0,36	0,36	2,59	2,61	2,99	3,10	2,59	2,61
ТО ТУ, МВт	16,1	16,1	4,11	2,59	4,80	3,48	4,11	2,59
Конденсатор ТУ, МВт	8,10	8,10	6,80	6,58	6,55	6,23	6,80	6,58
Насос ТУ, МВт	0,06	0,06	0,90	0,65	1,09	0,85	0,90	0,65
Компрессор ХМ, МВт	0,14	0,18	0,14	2,50	0,14	2,38	0,18	1,88
Конденсатор ХМ, МВт	0,52	0,61	0,52	7,27	0,52	6,92	0,61	8,72
Испаритель низшего уровня ХМ, МВт	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
Испаритель высшего уровня ХМ, МВт	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
Номер схемы	2.9	2.10	2.11	2.12	2.13	2.14	2.15	2.16
Номер схемы	2.9	2.10	2.11	2.12	2.13	2.14	2.15	2
ГТУ, МВт	–	–	–	–	–	–	–	–
ТО для подогрева теплоносителя, МВт	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
Турбина, МВт	2,99	3,10	1,54	1,54	2,43	2,57	2,80	2,97

Продолжение табл. 3.15

Элемент	Полученные результаты							
ТО ТУ, МВт	4,80	3,48	6,71	6,71	0,48	0,37	4,44	3,82
Конденсатор ТУ, МВт	6,55	6,23	7,12	7,12	6,58	6,34	6,31	6,03
Насос ТУ, МВт	1,09	0,85	0,13	0,13	3,34	2,71	0,62	0,51
Компрессор ХМ, МВт	0,18	1,79	0,14	0,13	0,14	2,42	0,14	2,31
Конденсатор ХМ, МВт	0,61	8,30	0,52	0,59	0,52	7,03	0,52	6,71
Испаритель низшего уровня ХМ, МВт	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
Испаритель высшего уровня ХМ, МВт	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
Номер схемы	2.17	2.18	2.19	2.20	2.21	2.22	2.23	2.24
ГТУ, МВт	—	—	—	—	—	—	—	—
ТО для подогрева теплоносителя, МВт	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
Турбина, МВт	2,43	2,57	2,80	2,99	2,12	2,12	2,50	2,74
ТО ТУ, МВт	3,34	2,71	4,44	6,03	6,58	6,58	4,75	4,39
Конденсатор ТУ, МВт	6,58	6,34	6,31	9,39	6,50	6,50	6,29	6,01
Насос ТУ, МВт	0,48	0,37	0,62	0,52	0,12	0,12	0,28	0,24
Компрессор ХМ, МВт	0,13	1,22	0,13	1,17	0,14	0,13	0,14	2,30
Конденсатор ХМ, МВт	0,59	7,96	0,59	7,59	0,52	0,60	0,52	6,69
Испаритель низшего уровня ХМ, МВт	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
Испаритель высшего уровня ХМ, МВт	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
Номер схемы	2.25	2.26	2.27	2.28	2.29	2.30	2.31	2.32
ГТУ, МВт	—	—	—	—	—	—	—	—
ТО для подогрева теплоносителя, МВт	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
Турбина, МВт	2,71	2,95	2,50	2,74	2,71	2,95	1,90	1,90
ТО ТУ, МВт	6,40	5,79	4,75	4,39	6,40	5,79	0	0
Конденсатор ТУ, МВт	6,09	5,80	6,29	6,01	6,09	5,80	4,00	4,00
Насос ТУ, МВт	0,34	0,29	0,29	0,24	0,34	0,29	0,07	0,07
Компрессор ХМ, МВт	0,14	2,23	0,13	1,11	0,13	1,08	0,14	0,13
Конденсатор ХМ, МВт	0,52	6,48	0,61	7,57	0,61	7,34	0,52	0,59

Окончание табл. 3.15

Элемент	Полученные результаты							
Испаритель низшего уровня ХМ, МВт	0,30	0,30	0,3	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
Испаритель высшего уровня ХМ, МВт	0,20	0,20	0,2	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
Номер схемы	2.33	—	—	—	—	—	—	—
ГТУ, МВт	—	—	—	—	—	—	—	—
ТО для подогрева теплоносителя, МВт	0,99	—	—	—	—	—	—	—
Турбина, МВт	1,90	—	—	—	—	—	—	—
ТО ТУ, МВт	0	—	—	—	—	—	—	—
Конденсатор ТУ, МВт	4,00	—	—	—	—	—	—	—
Насос ТУ, МВт	0,07	—	—	—	—	—	—	—

Таблица 3.16

Мощности элементов схем полигенерации с КА

Элемент	Полученные результаты							
Номер схемы	3.1	1.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8
ГТУ, МВт	—	—	—	—	—	—	—	—
ТО для подогрева теплоносителя, МВт	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
Турбина, МВт	0,33	0,33	2,37	2,38	2,73	2,83	2,37	2,38
ТО ТУ, МВт	14,7	14,7	3,71	2,37	4,39	3,18	3,71	2,37
Конденсатор ТУ, МВт	7,39	7,39	6,22	6,01	5,98	5,69	6,22	6,01
Насос ТУ, МВт	0,06	0,06	0,83	0,60	1,00	0,78	0,83	0,60
Компрессор ХМ, МВт	0,14	0,18	0,14	2,30	0,14	2,19	0,18	1,73
Конденсатор ХМ, МВт	0,52	0,61	0,52	6,69	0,52	6,36	0,61	8,02
Испаритель низшего уровня ХМ, МВт	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
Испаритель высшего уровня ХМ, МВт	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
ТО для подогрева теплоносителя, МВт	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
Турбина, МВт	2,73	2,83	1,41	1,41	2,22	2,35	2,55	2,73
ТО ТУ, МВт	4,39	3,18	6,13	6,13	3,05	2,47	4,06	3,45
Конденсатор ТУ, МВт	5,98	5,69	6,50	6,50	6,01	5,79	5,76	5,51

Продолжение табл. 3.16

Элемент	Полученные результаты							
Насос ТУ, МВт	1,0	0,78	0,12	0,12	0,43	0,34	0,57	0,48
Компрессор ХМ, МВт	0,18	1,65	0,14	0,13	0,14	2,22	0,14	2,12
Конденсатор ХМ, МВт	0,61	7,63	0,52	0,59	0,52	6,46	0,52	6,17
Испаритель низшего уровня ХМ, МВт	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
Испаритель высшего уровня ХМ, МВт	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
ТО для подогрева теплоносителя, МВт	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
Турбина, МВт	2,22	2,35	2,55	2,73	1,94	1,94	2,29	2,50
ТО ТУ, МВт	3,05	2,57	4,06	3,45	6,01	6,01	4,34	4,01
Конденсатор ТУ, МВт	6,01	5,79	5,76	5,51	5,94	5,94	5,75	5,79
Насос ТУ, МВт	0,43	0,34	0,57	0,48	0,11	0,11	0,26	0,22
Компрессор ХМ, МВт	0,13	1,13	0,13	1,08	0,14	0,13	0,14	2,11
Конденсатор ХМ, МВт	0,59	7,32	0,59	6,99	0,52	0,60	0,52	6,15
Испаритель низшего уровня ХМ, МВт	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
Испаритель высшего уровня ХМ, МВт	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
Номер схемы	2.25	2.26	2.27	2.28	2.29	2.30	2.31	2.32
ГТУ, МВт	—	—	—	—	—	—	—	—
ТО для подогрева теплоносителя, МВт	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
Турбина, МВт	2,48	2,70	2,29	2,5	2,48	2,70	1,73	1,73
ТО ТУ, МВт	5,84	5,29	4,34	4,01	5,84	5,29	0	0
Конденсатор ТУ, МВт	5,56	5,30	5,75	5,49	5,56	5,30	3,65	3,65
Насос ТУ, МВт	0,31	0,27	0,26	0,22	0,31	0,27	0,07	0,07
Компрессор ХМ, МВт	0,14	2,05	0,13	1,03	0,13	1,00	0,14	0,13
Конденсатор ХМ, МВт	0,52	5,96	0,61	6,97	0,61	6,75	0,52	0,59
Испаритель низшего уровня ХМ, МВт	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
Испаритель высшего уровня ХМ, МВт	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
ГТУ, МВт	—	—	—	—	—	—	—	—
ТО для подогрева теплоносителя, МВт	0,99	—	—	—	—	—	—	—

Элемент	Полученные результаты							
Турбина, МВт	1,73	—	—	—	—	—	—	—
ТО ТУ, МВт	0	—	—	—	—	—	—	—
Конденсатор ТУ, МВт	3,65	—	—	—	—	—	—	—
Насос ТУ, МВт	0,07	—	—	—	—	—	—	—
Компрессор ХМ, МВт	0,13	—	—	—	—	—	—	—
Конденсатор ХМ, МВт	0,61	—	—	—	—	—	—	—
Испаритель низшего уровня ХМ, МВт	0,30	—	—	—	—	—	—	—
Испаритель высшего уровня ХМ, МВт	0,20	—	—	—	—	—	—	—

Повышение параметров рабочего тела в ТУ на НКРТ до термодинамически оптимальных (сверхкритических при данных условиях) позволяет повысить эффективность полигенерации. Например, количество электрической энергии, вырабатываемой в полигенерационной установке с котлоагрегатом и НКРТ *R410A* увеличивается с 11,5 до 15,5 %. Значительного увеличения вырабатываемой электрической энергии от использования сверхкритических параметров рабочего тела можно добиться для схем, в которых рабочим телом служит диоксид углерода. Для полигенерационной установки с котлоагрегатом и углекислотой в качестве рабочего тела эксергия вырабатываемой электрической энергии возрастает с 1,3 до 14,0 % от эксергии топлива. Использование термодинамически оптимальных (сверхкритических) параметров рабочего тела в ТУ позволяет повысить эффективность полигенерации, при этом более эффективными (по сравнению со схемами на водяном паре) становятся схемы и с *R410A*. Так, в полигенерационной установке с котлом-утилизатором, работающей на фреоне *R410A* с термодинамически оптимальными параметрами, в эксергию электрической энергии превращается 29,0 % эксергии ВЭР, а в аналогичной установке на водяном паре с субкритическими параметрами, – 26,9 % эксергии ВЭР. Причем повышение параметров водяного пара до сверхкритических значений невозможно из-за ограничений, накладываемых температурой ВЭР, что делает схемы с *R410A* и сверхкритическими параметрами рабочего тела более эффективными, чем схемы на водяном паре при ограниченных возможностях повышения температуры, а следовательно, и давления водяного пара.

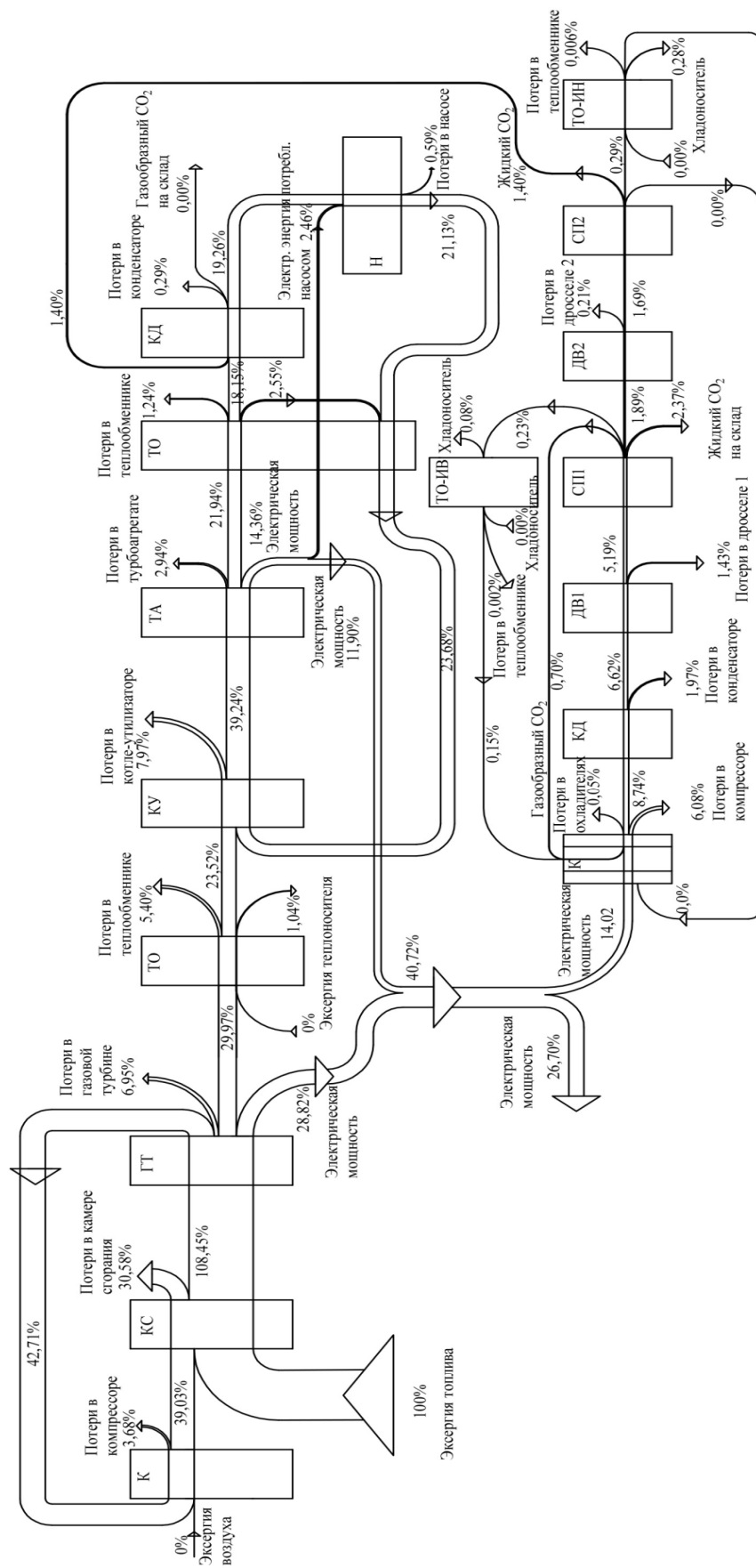


Рис. 3.14. Диаграмма потоков эксергии для схемы с источником энергии в виде GTU, TU с промежуточным перегревом и установкой по производству углекислоты и холода с охлаждением конденсатора TU углекислотой:

К – компрессор; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина; ТО – теплообменный аппарат;
 КУ – котел-утилизатор; ТА – турбоагрегат; КД – конденсатор; Н – насос; ДВ1, ДВ2 – дроссельное устройство (первой и второй ступеней дросселирования соответственно); СП1, СП2 – сепаратор (после первой и второй ступеней дросселирования соответственно); ТО-ИВ – теплообменник-испаритель (высшего температурного уровня); ТО-ИН – теплообменник-испаритель (нижнего температурного уровня)

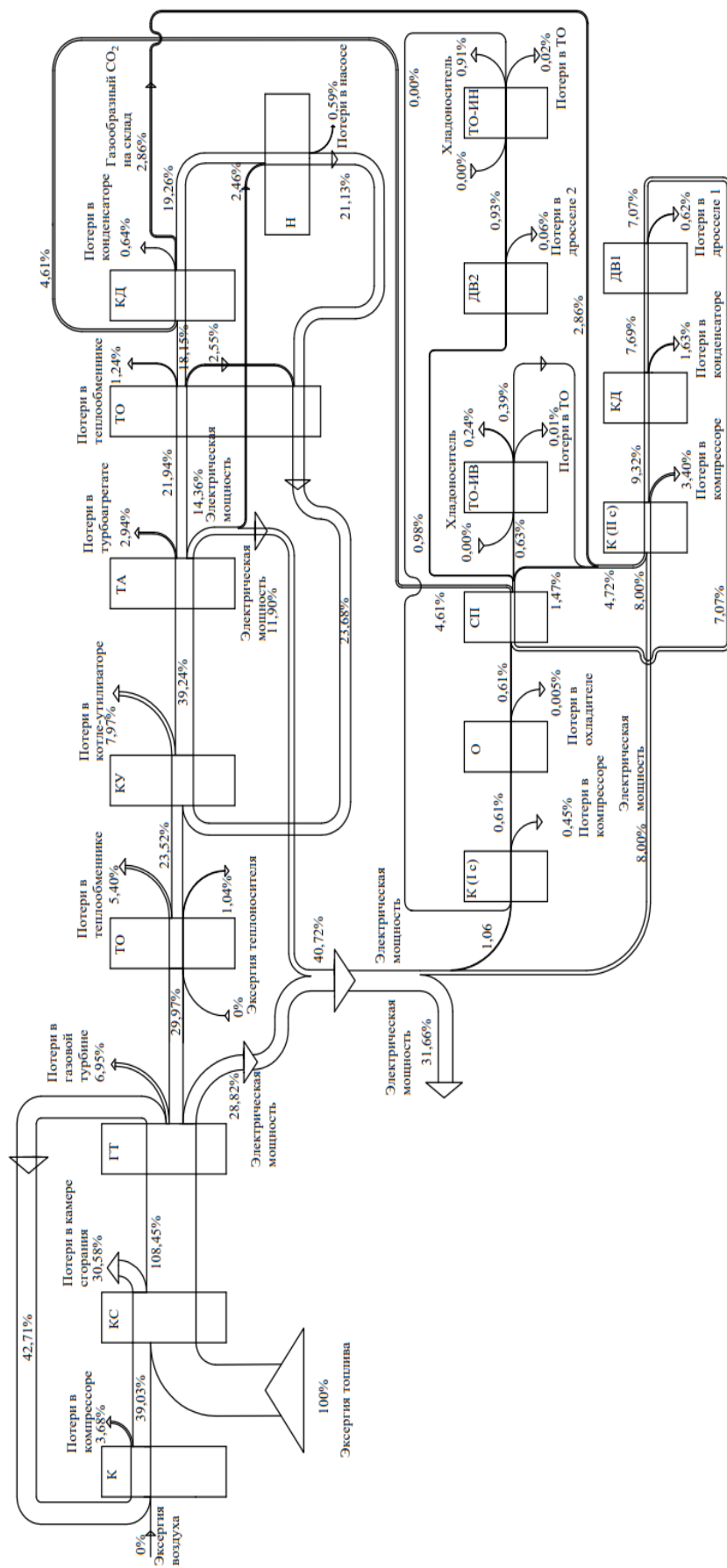


Рис. 3.16. Диаграмма потоков эксергии для схемы с источником энергии в виде ГТУ, ТУ с промежуточным перегревом и ПКХМ с охлаждением конденсатора ТУ фреоном: К – компрессор; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина; ТО – теплообменный аппарат; КУ – котел-утилизатор; ТА – турбоагрегат; КД – конденсатор; Н – насос; ДВ1, ДВ2 – дроссельное устройство (первой и второй ступеней дросселирования соответственно); СП1, СП2 – сепаратор (после первой и второй ступеней дросселирования соответственно); ТО-ИВ – теплообменник-испаритель (высшего температурного уровня); ТО-ИН – теплообменник-испаритель (нижнего температурного уровня)
О – охладитель между ступенями компрессора

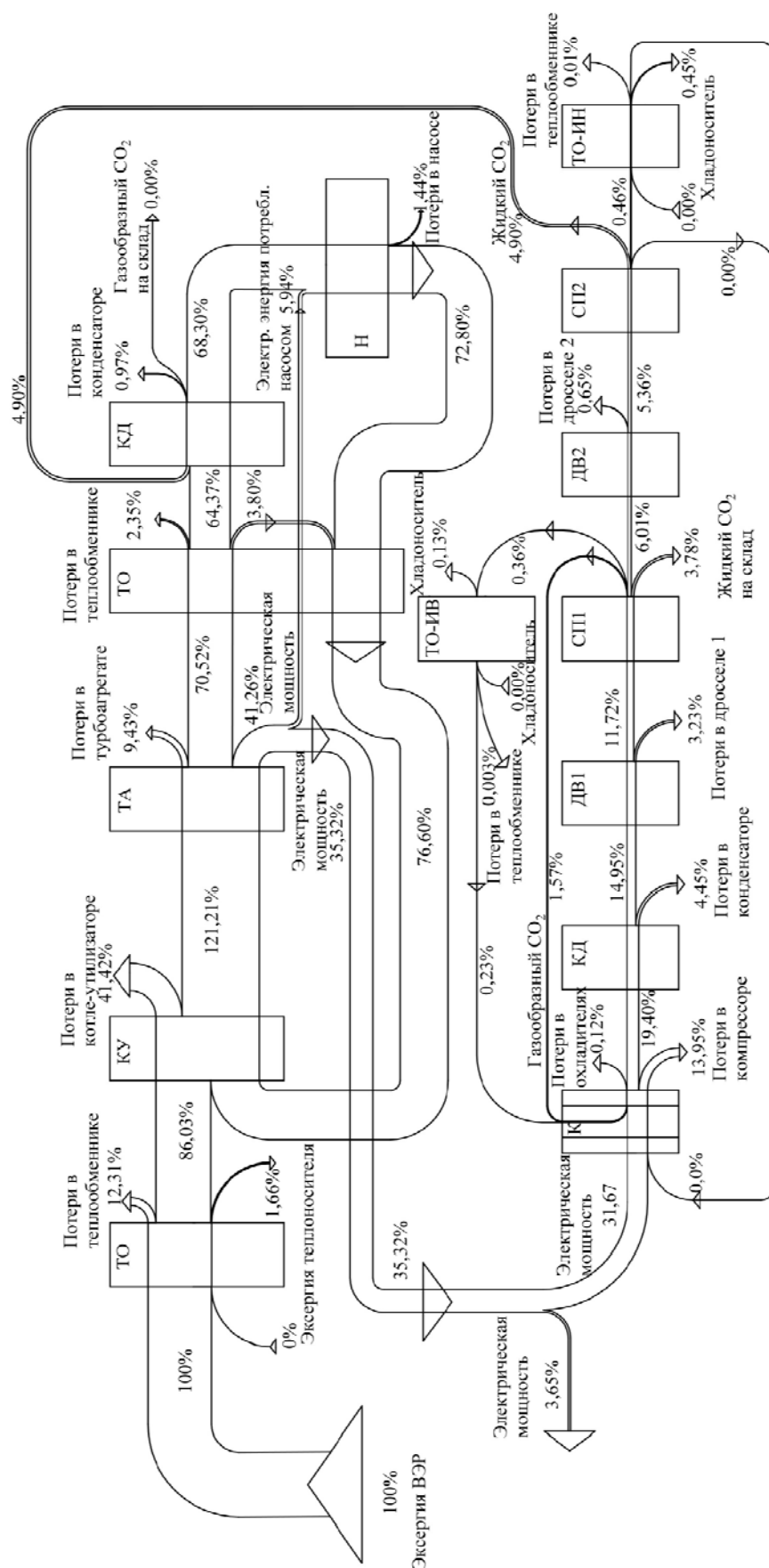


Рис. 3.18. Диаграмма потоков эксергии для схемы с источником энергии в виде ВЭР, ТУ на перегретом паре и установкой по производству углекислоты и холода с охлаждением конденсатора ТУ углекислотой:

К – компрессор; ТО – теплообменник; КУ – котел-утилизатор; ТА – турбоагрегат; КД – конденсатор; Н – насос; ДВ1, ДВ2 – дроссельные устройства (первой и второй ступеней дросселирования соответственно); СП1, СП2 – сепаратор (после первой и второй ступеней дросселирования соответственно); ТО-ИН – теплообменник-испаритель (высшего температурного уровня); ТО-ИН – теплообменник-испаритель (нижнего температурного уровня)

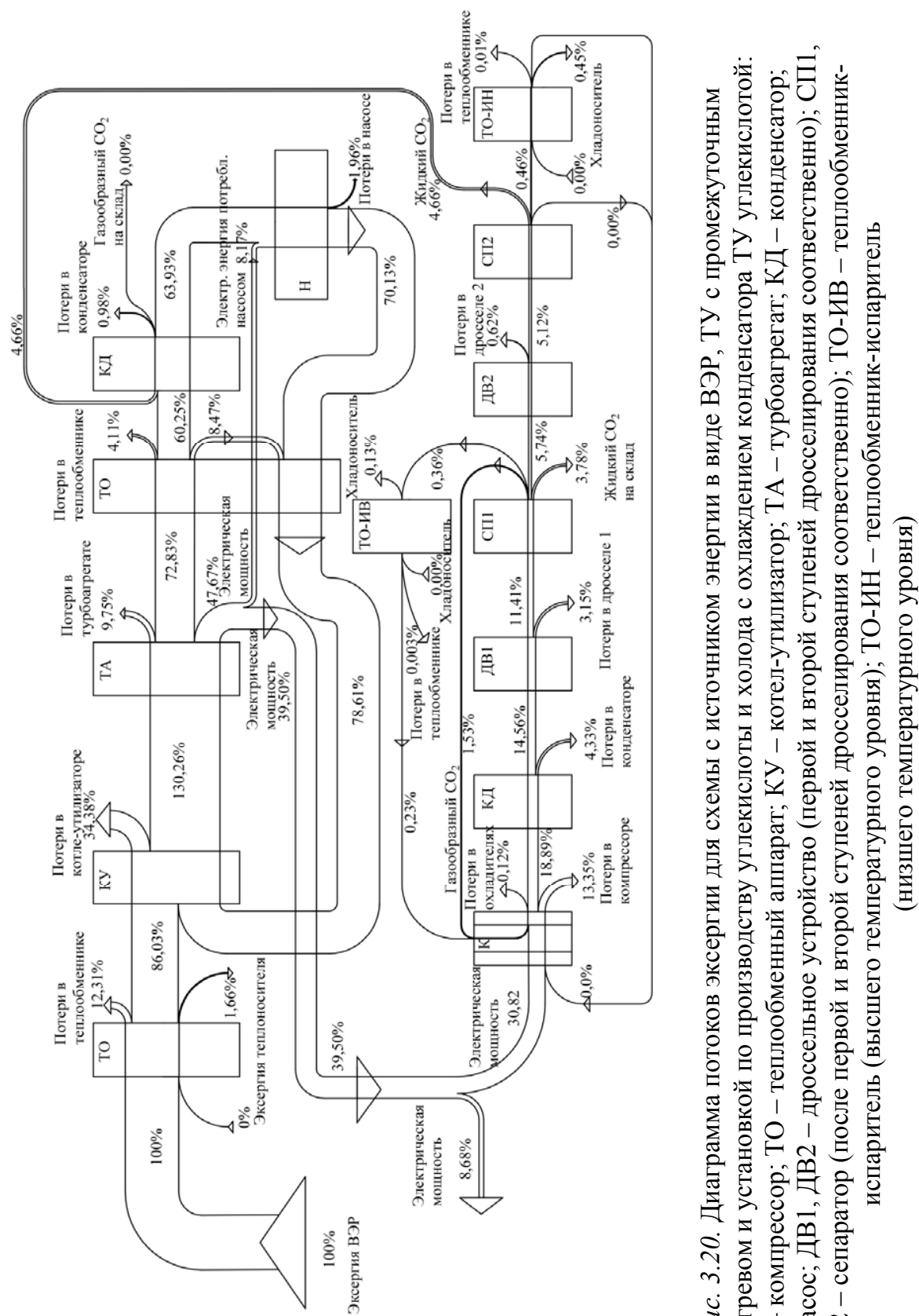


Рис. 3.20. Диаграмма потоков эксергии для схемы с источником энергии в виде ВЭР, ТУ с промежуточным перегревом и установкой по производству углекислоты и холода с охлаждением конденсатора ТУ углекислотой: К – компрессор; ТО – теплообменный аппарат; КУ – котел-утилизатор; ТА – турбоагрегат; КД – конденсатор; Н – насос; ДВ1, ДВ2 – дроссельное устройство (первой и второй ступеней дросселирования соответственно); СП1, СП2 – сепаратор (после первой и второй ступеней дросселирования соответственно); ТО-ИВ – теплообменник-испаритель (высшего температурного уровня); ТО-ИН – теплообменник-испаритель (нижнего температурного уровня)

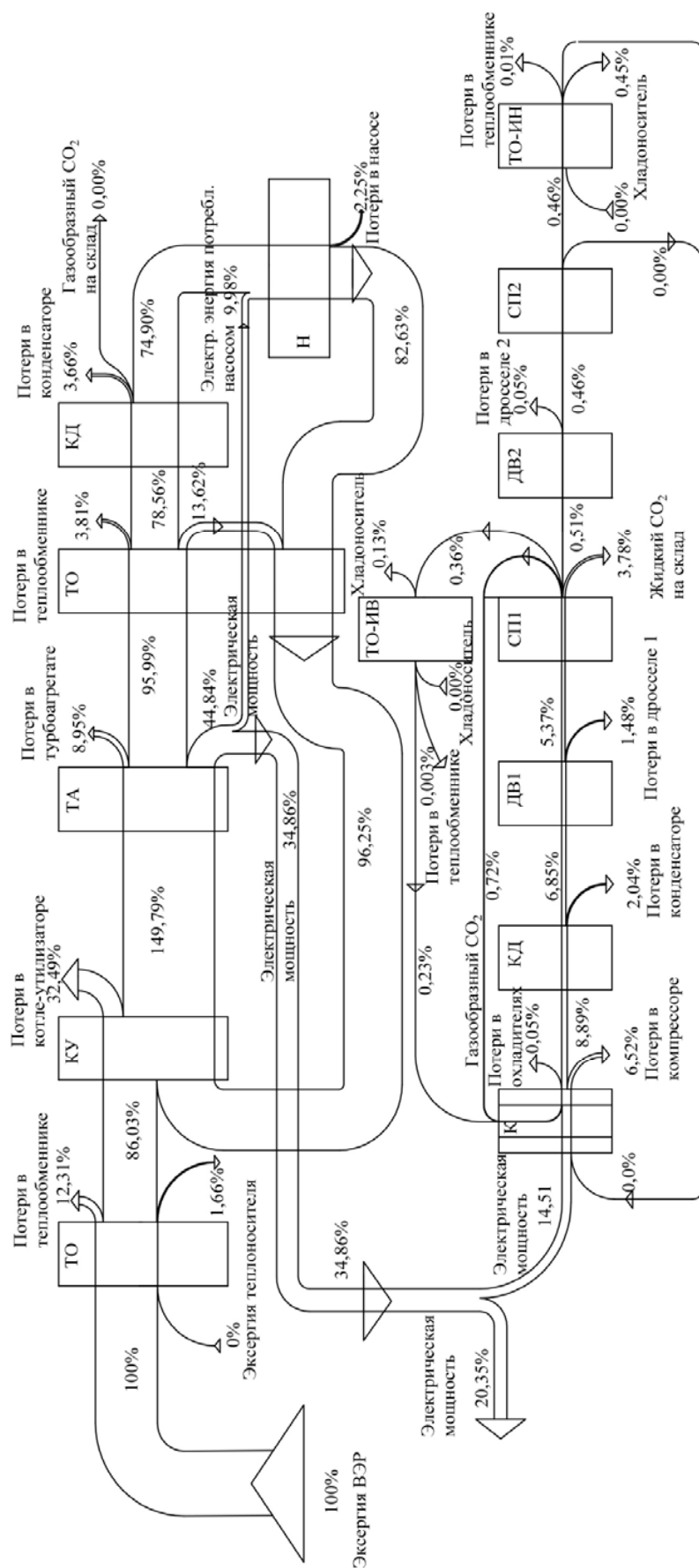


Рис. 3.21. Диаграмма потоков эксергии для схемы с источником энергии в виде ВЭР, ТУ с промежуточным перегревом и установкой по производству углекислоты и холода без охлаждения конденсатора ТУ углекислотой: К – компрессор; ТО – теплообменный аппарат; КУ – котел-утилизатор; ТА – турбоагрегат; КД – конденсатор; Н – насос; ДВ1, ДВ2 – дроссельное устройство (первой и второй ступеней дросселирования соответственно); СП1, СП2 – сепаратор (после первой и второй ступеней дросселирования соответственно); ТО-ИВ – теплообменник-испаритель (высшего температурного уровня); ТО-ИН – теплообменник-испаритель (нижнего температурного уровня)

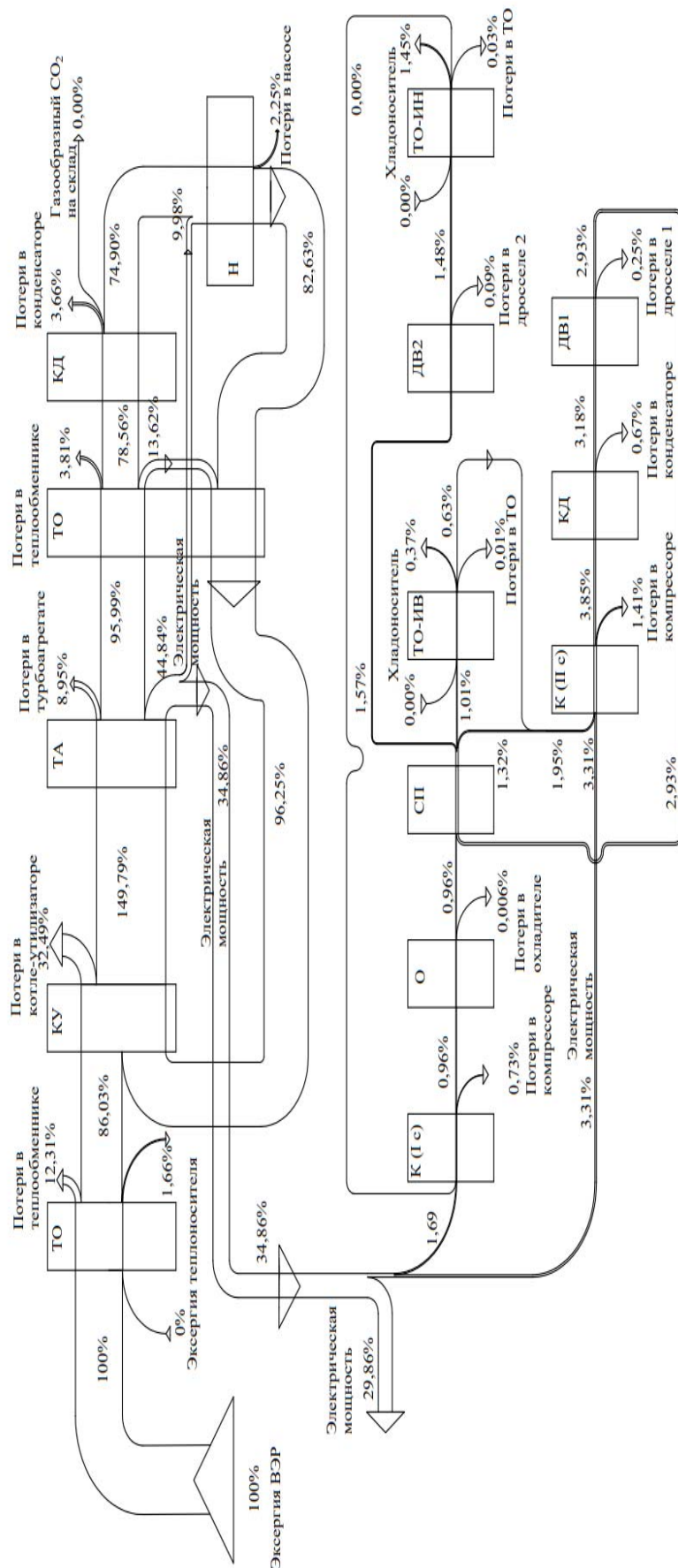


Рис. 3.22. Диаграмма потоков эксергии для схемы с источником энергии в виде ВЭР, ТУ с промежуточным перегревом и ПКХМ без охлаждения конденсатора ТУ фреоном:

К – компрессор; ТО – теплообменный аппарат; КУ – котел-утилизатор; ТА – турбоагрегат; КД – конденсатор; Н – насос; ДВ1, ДВ2 – дроссельное устройство (первой и второй ступеней дросселирования соответственно); СП1, СП2 – сепаратор (после первой и второй ступеней дросселирования соответственно); ТО-ИВ – теплообменник-испаритель (высшего температурного уровня); ТО-ИН – теплообменник-испаритель (низшего температурного уровня); О – охладитель между ступенями компрессора

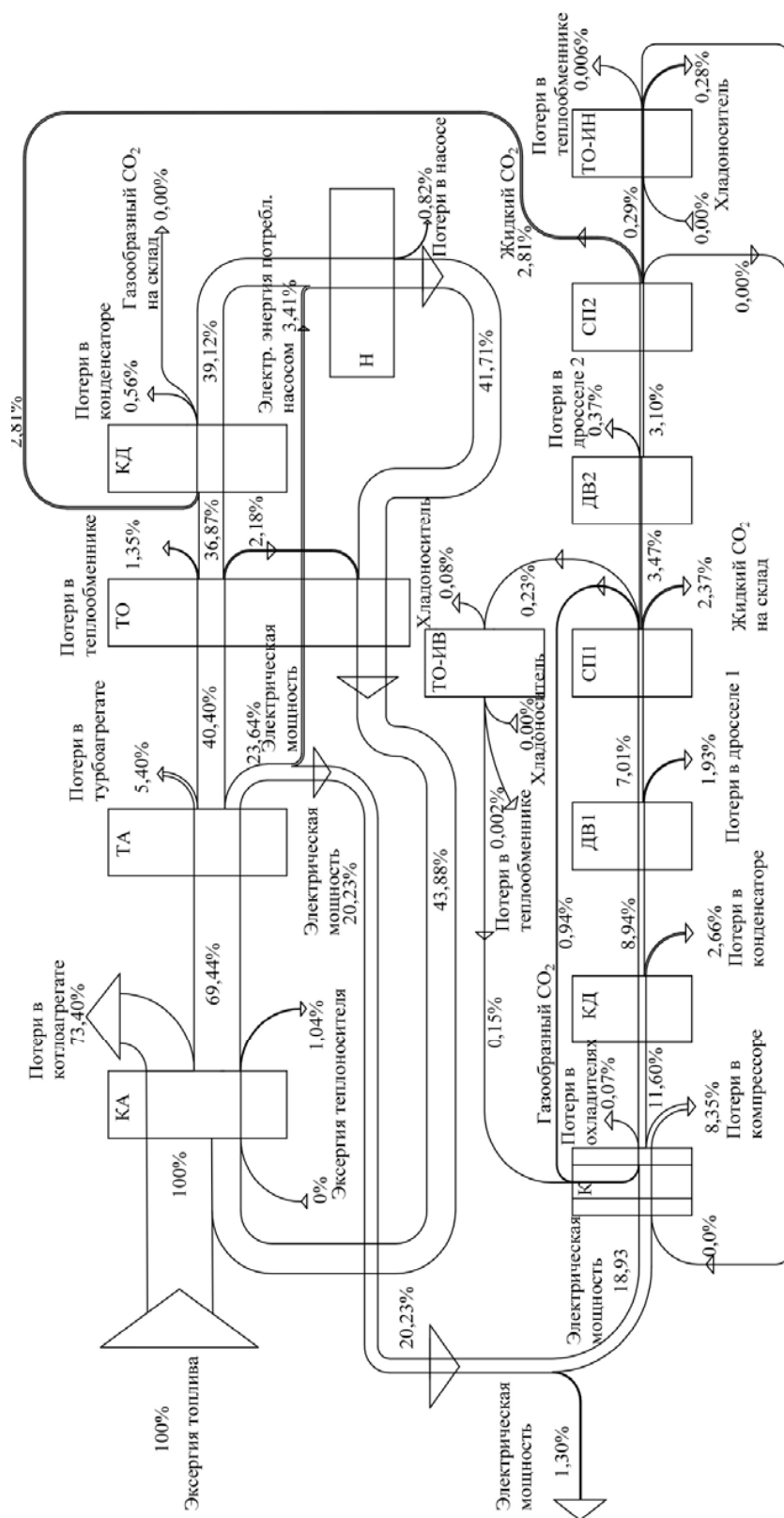


Рис. 3.23. Диаграмма потоков эксергии для схемы с источником энергии в виде КА, ТУ на перегретом паре и установкой по производству углекислоты и холода с охлаждением конденсатора ТУ углекислотой:

КА – котлоагрегат; ТА – турбоагрегат; ТО – теплообменный аппарат; КД – компрессор; Н – насос; К – конденсатор; ДВ1, ДВ2 – дроссельное устройство (первой и второй ступеней дросселирования соответственно); СП1, СП2 – сепаратор (после первой и второй ступеней дросселирования соответственно); ТО-ИВ – теплообменник-испаритель (высшего температурного уровня); ТО-ИН – теплообменник-испаритель (нижнего температурного уровня)

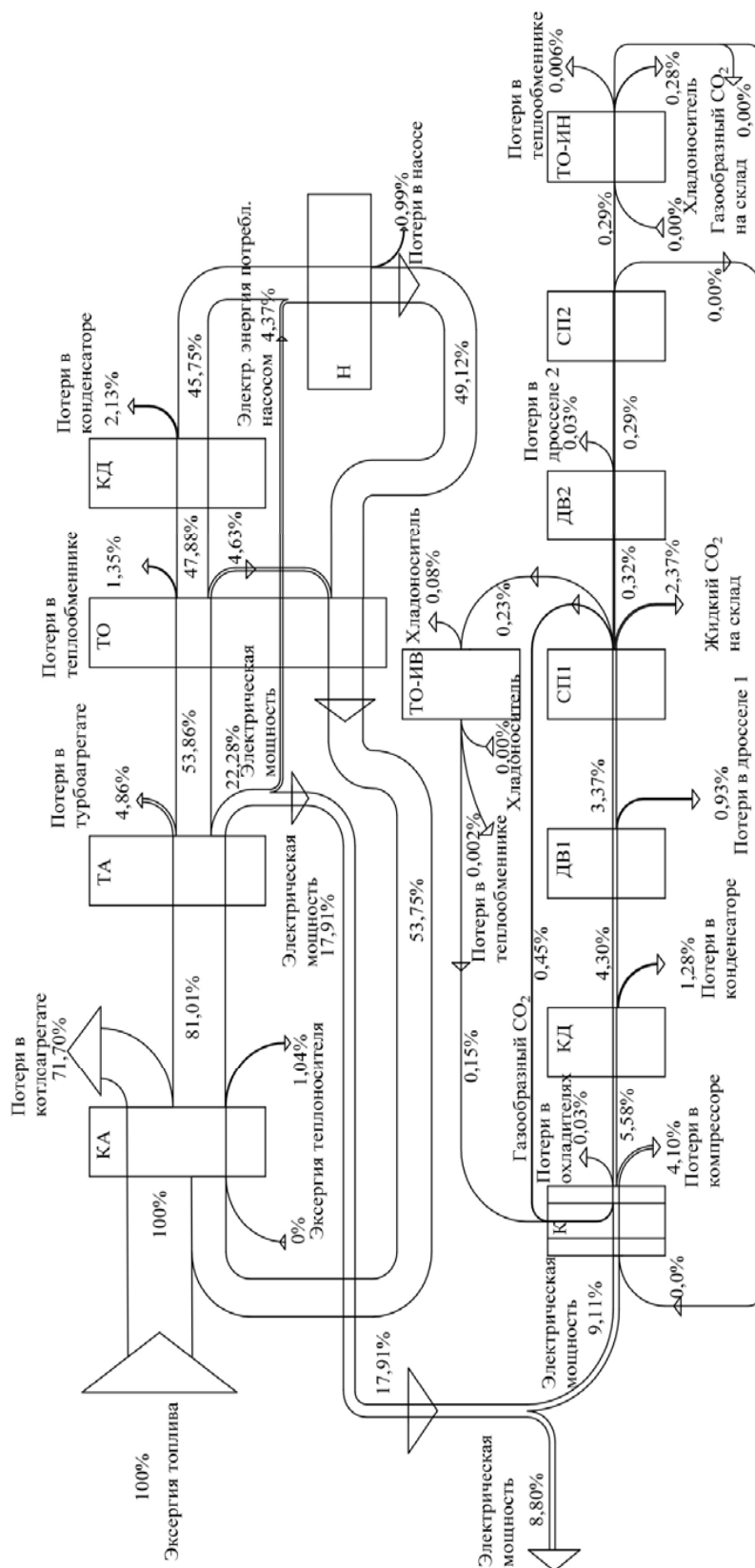
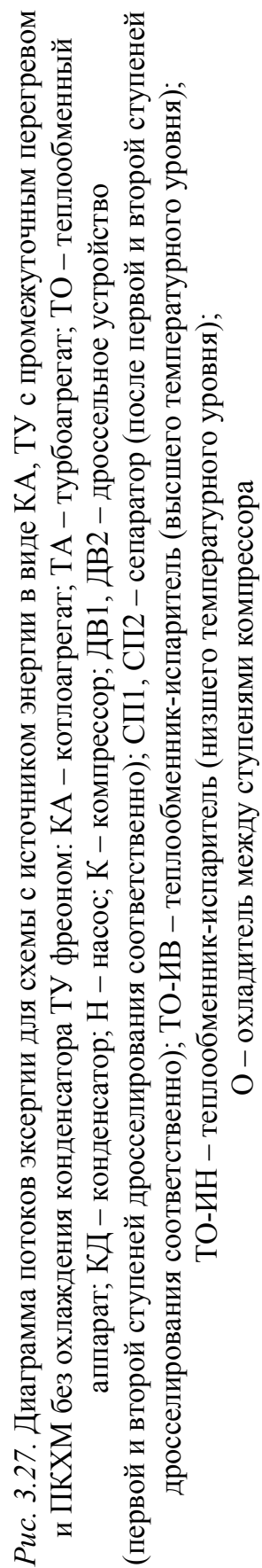


Рис. 3.24. Диаграмма потоков эксергии для схемы с источником энергии в виде КА, ТУ на перегретом паре и установкой по производству углекислоты и холода без охлаждения конденсатора ТУ углекислотой: КА – котлоагрегат; ТА – турбоагрегат; ТО – теплообменник аппарата; КД – конденсатор; Н – насос; К – компрессор; (ДВ1, ДВ2 – дроссельное устройство (первой и второй ступеней дросселирования соответственно); СП1, СП2 – сепаратор (после первой и второй ступеней дросселирования соответственно); ТО-ИВ – теплообменник-испаритель (высшего температурного уровня); ТО-ИН – теплообменник-испаритель (нижнего температурного уровня)



Промежуточный перегрев также позволяет повысить эффективность полигенерации [204]. В таком случае схемы, работающие на углекислоте, становятся более эффективными, чем схемы, работающие на водяном паре. Применение промежуточного перегрева в полигенерационной установке с котлом-утилизатором и углекислотой в качестве рабочего тела позволяет увеличить эксергию вырабатываемого электричества с 24,9 до 28,2 %, при этом в полигенерационной установке на водяном паре в электричество превращается 26,9 % эксергии топлива.

Охлаждение конденсатора ТУ на НКРТ жидкой углекислотой приводит к увеличению вырабатываемой электрической энергии в генераторе ТУ. Для полигенерационной установки с котлом-утилизатором и ТУ с промежуточным перегревом на CO_2 охлаждение конденсатора углекислотой приводит к увеличению эксергии, вырабатываемой электрической энергии в турбогенераторе с 47,9 до 49,7 %. Это связано со снижением параметров рабочего тела на выходе из турбины и, как следствие, с увеличением располагаемого теплоперепада. При этом увеличиваются и затраты эксергии на производство углекислоты (для вышеуказанной схемы затраты увеличиваются с 2,2 до 38,2 %), причем эти затраты превосходят положительный эффект. Однако это позволяет отказаться от внешнего контура охлаждения. Аналогичные результаты характерны и для других схем, в том числе схем с охлаждением конденсатора ТУ фреоном ПКХМ.

Для охлаждения конденсатора турбоустановки жидкой углекислотой более предпочтительны схемы с промежуточным перегревом НКРТ. Такие схемы обладают более высокой эксергетической эффективностью, которая достигается не только за счет увеличения выработки электроэнергии в ТУ, но и за счет снижения количества углекислоты, необходимой для охлаждения конденсатора ТУ.

Анализ результатов расчета схем с различными источниками энергии и собственным охлаждением конденсаторов ТУ показывает, что наименьшими затратами на охлаждение конденсатора ТУ углекислотой (фреоном) обладают схемы с ГТУ. Это обусловлено меньшим количеством рабочего тела, циркулирующего в ТУ, и, как следствие, меньшим количеством эксергии, затрачиваемой на его охлаждение.

Из полученных результатов расчета схем полигенерации видно, что схемы полигенерации с производством углекислоты обладают несколько меньшей эффективностью. Так, в полигенерационной установке без производства углекислоты с котлом-утилизатором и рабо-

чим телом *R600A* (изобутан) в эксергию электрической энергии преобразуется 33,4 % эксергии ВЭР, а в аналогичной полигенерационной установке, производящей углекислоту, – 33,2 %. Как видно из полученных результатов, это связано с увеличением затрат эксергии на привод компрессора (затраты эксергии возрастают с 2,1 до 2,3 %), что обусловлено использованием менее эффективного по сравнению с *R600A* рабочего тела (углекислоты) и увеличением количества рабочего тела, проходящего через компрессор (часть углекислоты поступает на склад). Однако увеличение затрат эксергии на привод компрессора незначительно, что связано с применением трехступенчатой схемы сжатия рабочего тела в компрессоре. При этом полигенерационная установка позволяет дополнительно получать углекислоту в жидком и газообразном состоянии. Таким образом, сравнительный анализ схем полигенерации необходимо производить и в плоскости сравнения их экономической эффективности.

3.2. Экономический анализ полигенерационных установок

3.2.1. Методика расчета экономических показателей схем полигенерации

Для выявления целесообразности применения сверхкритических параметров рабочего тела, использования промежуточного перегрева, а также одновременного производства холода и углекислоты необходимо определить показатели экономической эффективности следующих схем полигенерации: источник энергии – котлоагрегат, использующий топливо с низкой теплотворной способностью; ТУ – с субкритическими параметрами рабочего тела, со сверхкритическими параметрами НКРТ, с промежуточным перегревом; холодильная установка – ПКХМ либо УПХиУ. Схемы с охлаждением конденсатора ТУ рабочим телом ПКХМ или УПХиУ не рассматриваются, так как их эксергетический анализ показал, что применение данного способа охлаждения значительно снижает эффективность полигенерации в целом и может быть оправдано лишь для схем с ГТУ.

Для определения показателей экономической эффективности различных схем полигенерации разработана нижеприведенная методика, удельная стоимость оборудования и другие экономические показатели определялись на 21.07.2021 г. по курсу НБРБ (1 доллар = 2,5348 бел. руб.).

Стоимость турбоустановки с классической схемой (без промежуточного перегрева) и характерными (стандартными) параметрами рабочего тела перед турбиной:

$$C_{\text{баз}}^{\text{ТУ}} = N_{\text{эл}}^{\text{ТУ}} c_{\text{уд}}^{\text{ТУ}}, \quad (3.115)$$

где $N_{\text{эл}}^{\text{ТУ}}$ – мощность установки, кВт; $c_{\text{уд}}^{\text{ТУ}}$ – удельная стоимость ТУ на НКРТ – $c_{\text{уд}}^{\text{НКРТ}} = 3675$ руб./кВт [205, 206], ТУ на водяном паре – $c_{\text{уд}}^{\text{ВП}} = 3563$ руб./кВт [207].

Отсутствие ТУ на НКРТ с нестандартными (сверхкритическими) начальными параметрами НКРТ приводит к необходимости разработать методику определения прогнозируемой стоимости таких установок.

Стоимость ТУ на НКРТ с нестандартными параметрами и схемой можно представить в виде [135, 208, 209]:

$$C^{\text{ТУ}} = (1 + (t_{\text{д}}^{\text{ТУ}} - t_{\text{баз}}^{\text{ТУ}})K_t^{\text{ТУ}} + (p_{\text{д}}^{\text{ТУ}} - p_{\text{баз}}^{\text{ТУ}})K_p^{\text{ТУ}} + K_{\text{ПП}}^{\text{ТУ}}) \times \\ \times C_{\text{баз}}^{\text{ТУ}}(1 - K_{\text{ТП}}) + C_{\text{баз}}^{\text{ТУ}} \cdot K_{\text{ТП}}, \quad (3.116)$$

где $t_{\text{д}}^{\text{ТУ}}$, $t_{\text{баз}}^{\text{ТУ}}$ – соответственно, действительное и базовое значения температуры НКРТ перед турбиной, °С; $p_{\text{д}}^{\text{ТУ}}$, $p_{\text{баз}}^{\text{ТУ}}$ – соответственно действительное и базовое значения давления НКРТ перед турбиной, МПа; $K_{\text{ПП}}^{\text{ТУ}}$ – коэффициент, учитывающий увеличение стоимости ТУ на НКРТ при использовании промежуточного перегрева, принимаем $K_{\text{ПП}}^{\text{ТУ}} = 0,06$ ед. [210]; $K_{\text{ТП}}$ – коэффициент, учитывающий элементы системы, стоимость которых не зависит от изменяемых параметров и схемы установки (например, стоимость топливоприготовления и топливоподачи не зависит от параметров НКРТ), $K_{\text{ТП}} = 0,07$ ед. [211].

Значения коэффициентов степени влияния температуры и давления на стоимость турбоустановок на НКРТ определялись на основании имеющихся данных [51–55, 212–217] о стоимости турбоустановок и применяемых в них режимных параметрах рабочих тел, и составили: $K_t^{\text{ТУ}} = 0,005$ ед./10 °С и $K_p^{\text{ТУ}} = 0,015$ ед./1 МПа. Погрешность полученных результатов не превышала 15 %, что свидетельст-

вует об адекватности получаемых результатов и косвенно подтверждается сопоставимыми значениями коэффициентов, полученных другими авторами для сходной технологии производства электрической энергии – турбоустановок на водяном паре (согласно [218–222] стоимость паротурбинных установок с увеличением температуры на 100 °С возрастает на 3,0–15,0 %, а с увеличением давления на 1 МПа – на 1,0–2,5 %).

Тогда для турбоустановки на перегретом паре формула (3.116) примет вид:

$$C_{\Pi}^{TU} = (46,5 \cdot 10^{-5} \cdot \Delta t^{TU} + 139,5 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta p^{TU} + 1) C_{\text{баз}}^{TU}, \quad (3.117)$$

где Δt^{TU} – разница между действительным и базовым значениями температур НКРТ перед турбиной, °С; Δp^{TU} – разница между действительным и базовым значениями давления НКРТ перед турбиной, МПа.

Для турбоустановки с промежуточным перегревом НКРТ формула (3.116) примет вид:

$$C_{\Pi}^{TU} = (46,5 \cdot 10^{-5} \cdot \Delta t^{TU} + 139,5 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta p^{TU} + 1055,8 \cdot 10^{-3}) C_{\text{баз}}^{TU}. \quad (3.118)$$

Стоимость ПКХМ:

$$C_{\text{баз}}^{\text{ПКХМ}} = N_{\text{хол}}^{\text{ПКХМ}} \cdot c_{\text{уд}}^{\text{ПКХМ}}, \quad (3.119)$$

где $N_{\text{хол}}^{\text{ПКХМ}}$ – холодопроизводительность ПКХМ, кВт; $c_{\text{уд}}^{\text{ПКХМ}}$ – удельная стоимость ПКХМ, принимаем удельную стоимость ПКХМ для R410A $c_{\text{уд}}^{\text{ПКХМ}} = 655$ руб./кВт [223].

Стоимость установки по производству углекислоты:

$$C_{\text{баз}}^{\text{CO}_2} = N_{\text{хол}}^{\text{CO}_2} \cdot c_{\text{уд}}^{\text{CO}_2}, \quad (3.120)$$

где $N_{\text{хол}}^{\text{CO}_2}$ – часовая производительность углекислотной установки, кг; $c_{\text{уд}}^{\text{CO}_2}$ – удельная стоимость установки по производству углекислоты, по данным предприятий «Краснодарский компрессорный завод» и «Сибирские технологии инновационного машиностроения» (выпус-

кающие установки по производству углекислоты) принимаем $c_{\text{уд}}^{\text{CO}_2} = 1744$ руб./кг.

Стоимость установки по производству холода и углекислоты можно представить как стоимость установки по производству углекислоты со следующими изменениями и дополнениями: часть оборудования установки (компрессор, конденсатор и их обвязка) используется не только для производства углекислоты, но и для хладоснабжения. Таким образом, их мощность и цена увеличиваются; установлено дополнительное оборудование (для хладоснабжения): испарители высшего и низшего температурного уровней, дроссель первой и второй ступеней дросселирования, сепараторы после первой и второй ступеней дросселирования.

Тогда стоимость установки по производству холода и углекислоты [208]:

$$C^{\text{ХиCO}_2} = C_{\text{баз}}^{\text{CO}_2} + \left(\sum_{i=1}^n \left(N_i^{\text{ХиCO}_2} \cdot c_{\text{уди}}^{\text{ХиCO}_2} - N_i^{\text{CO}_2} \cdot c_i^{\text{CO}_2} \right) + C_{\text{доп.обор}}^{\text{ХиCO}_2} \right) K_{\text{ре}}^{\text{ХиCO}_2}, \quad (3.121)$$

где $C_{\text{доп.обор}}^{\text{ХиCO}_2}$ – мощность i -го элемента (компрессор, конденсатор) из n числа элементов ($n = 2$) в установке для производства холода и углекислоты, кВт; $c_{\text{уди}}^{\text{ХиCO}_2}$ – удельная стоимость i -го элемента (компрессор, конденсатор) в установке для производства холода и углекислоты, принимаем: удельная стоимость компрессора и его обвязки по данным предприятия «Краснодарский компрессорный завод» $c_{\text{удКмпр}}^{\text{ХиCO}_2} = 690$ руб./кВт; удельная стоимость конденсатора и его обвязки (с учетом монтажных и других работ) по данным компании «Frigodesign» $c_{\text{удКд}}^{\text{ХиCO}_2} = 136$ руб./кВт; $N_i^{\text{CO}_2}$ – мощность i -го элемента (компрессор, конденсатор) в установке для производства углекислоты, кВт; $c_{\text{уди}}^{\text{CO}_2}$ – удельная стоимость i -го элемента (компрессор, конденсатор) в установке для производства углекислоты, принимаем: удельная стоимость компрессора и его обвязки по данным предприятия «Краснодарский компрессорный завод» $c_{\text{удКмпр}}^{\text{CO}_2} = 750$ руб./кВт (удельная стоимость выше, так как меньше номинальная мощность); удельная стоимость конденсатора и его обвязки по данным компании

Frigodesign $c_{\text{удКд}}^{\text{CO}_2} = 148$ руб./кВт (увеличение удельной стоимости оборудования вызвано меньшей его мощностью); $C_{\text{доп.обор}}^{\text{ХиCO}_2}$ – стоимость дополнительного оборудования (испарители высшего и низшего температурного уровней, дроссель первой и второй ступеней дросселирования, сепараторы), руб.; $K_{\text{ре}}^{\text{ХиCO}_2}$ – коэффициент, учитывающий стоимость строительно-монтажных, пусконаладочных и проектных работ ($K_{\text{ре}}^{\text{ХиCO}_2} = K_{\text{стр-м}}^{\text{ХиCO}_2} + K_{\text{п-н}}^{\text{ХиCO}_2} + K_{\text{проект}}^{\text{ХиCO}_2}$), принимаем $K_{\text{ре}}^{\text{ХиCO}_2} = 1,35 + 1,05 + 1,10 = 1,5$ ед.

Стоимость дополнительного оборудования для установки по производству углекислоты и холода:

$$C_{\text{доп.обор}}^{\text{ХиCO}_2} = C_{\text{баз}}^{\text{CO}_2} + C_{\text{сеп1}}^{\text{ХиCO}_2} + C_{\text{сеп2}}^{\text{ХиCO}_2} + C_{\text{др1}}^{\text{ХиCO}_2} + C_{\text{др2}}^{\text{ХиCO}_2} + \\ + N_{\text{исп(н)}}^{\text{ХиCO}_2} \cdot c_{\text{уд.исп(н)}}^{\text{ХиCO}_2} + N_{\text{исп(в)}}^{\text{ХиCO}_2} \cdot c_{\text{уд.исп(в)}}^{\text{ХиCO}_2}, \quad (3.122)$$

где $C_{\text{сеп1}}^{\text{ХиCO}_2}$ – стоимость сепаратора и его обвязки после первой ступени дросселирования (с учетом монтажных и других работ) по данным компании Frigodesign $C_{\text{сеп1}}^{\text{ХиCO}_2} = 7790$ руб.; $C_{\text{сеп2}}^{\text{ХиCO}_2}$ – стоимость сепаратора и его обвязки после второй ступени дросселирования (с учетом монтажных и других работ) по данным компании Frigodesign $C_{\text{сеп2}}^{\text{ХиCO}_2} = 3860$ руб.; $C_{\text{др1}}^{\text{ХиCO}_2}$ – стоимость дросселя первой ступени дросселирования (с учетом монтажных и других работ) по данным предприятия ООО «Завод Теплосила» $C_{\text{др1}}^{\text{ХиCO}_2} = 855$ руб.; $C_{\text{др2}}^{\text{ХиCO}_2}$ – стоимость дросселя второй ступени дросселирования (с учетом монтажных и других работ) по данным предприятия ООО «Завод Теплосила» $C_{\text{др2}}^{\text{ХиCO}_2} = 753$ руб.; $N_{\text{исп(н)}}^{\text{ХиCO}_2}, N_{\text{исп(в)}}^{\text{ХиCO}_2}$ – мощность испарителей высшего и низшего температурных уровней, кВт; $c_{\text{уд.исп(н)}}^{\text{ХиCO}_2}$ – удельная стоимость испарителя низшего уровня и его обвязки (с учетом монтажных и других работ) по данным компании Frigodesign $c_{\text{уд.исп(н)}}^{\text{ХиCO}_2} = 112$ руб./кВт; $c_{\text{уд.исп(в)}}^{\text{ХиCO}_2}$ – удельная стоимость испарителя высшего уровня и его обвязки (с учетом монтажных и других работ) по данным компании Frigodesign $c_{\text{уд.исп(в)}}^{\text{ХиCO}_2} = 107$ руб./кВт.

Стоимость газоводяного подогревателя теплоносителя:

$$C^{ПД} = N^{ПД} \cdot c_{уд}^{ПД}, \quad (3.123)$$

где $N^{ПД}$ – мощность подогревателя, кВт; $c_{уд}^{ПД}$ – удельная стоимость газоводяного подогревателя, принимаем по данным компании «ОПЭКС Энергосистемы» $c_{уд}^{ПД} = 81$ руб./кВт.

Суммарная стоимость полигенерационной установки:

$$C_{\Sigma}^{полиген} = C^{ПД} + C^{ТУ} + C^{ХиУ}, \quad (3.124)$$

где $C^{ХиУ}$ – стоимость установки (установок) по производству холода и углекислоты (складывается в зависимости от схемы из $C_{баз}^{ПКХМ}$ и (или) $C_{баз}^{CO}$ и (или) $C^{ХиCO}$), руб.

Рыночная стоимость производимой углекислоты:

$$C_{стор}^{CO_2} = M_{жидк}^{CO_2} \cdot c_{жидк}^{CO_2} + M_{газ}^{CO_2} \cdot c_{газ}^{CO_2}, \quad (3.125)$$

где $M_{жидк}^{CO_2}$, $M_{газ}^{CO_2}$ – массовый расход жидкой и газообразной углекислоты, кг/ч; $c_{жидк}^{CO}$, $c_{газ}^{CO}$ – удельная стоимость жидкой и газообразной углекислоты, по данным завода технических газов «Кислород-сервис» принимаем $c_{жидк}^{CO_2} = 0,7$ руб/кг, $c_{газ}^{CO_2} = 0,385$ руб./кг.

Рыночная стоимость производимой электроэнергии (для юридических лиц):

$$C^{ЭЭ} = N^{ЭЭ} \cdot c_{уд}^{ЭЭ}, \quad (3.126)$$

где $N^{ЭЭ}$ – количество электрической энергии, вырабатываемой в установке, кВт; $c_{уд}^{ЭЭ}$ – стоимость 1 кВт · ч электроэнергии, $c_{уд}^{ЭЭ} = 0,28666$ руб./кВт · ч [224].

Рыночная стоимость тепловой энергии (для юридических лиц):

$$C^{ТЭ} = N^{ТЭ} \cdot c_{уд}^{ТЭ}, \quad (3.127)$$

где $N^{ТЭ}$ – часовое потребление тепловой энергии, Гкал; $c_{уд}^{ТЭ}$ – стоимость 1 Гкал электроэнергии, $c_{уд}^{ЭЭ} = 21,08$ руб./Гкал [225].

Стоимость топлива (щепа):

$$C^{\text{Топл}} = G^{\text{Топл}} \cdot c_{\text{уд}}^{\text{Топл}}, \quad (3.128)$$

где $G^{\text{Топл}}$ – часовое потребление топлива, $G^{\text{Топл}} = 3410$ кг/ч; $c_{\text{уд}}^{\text{Топл}}$ – стоимость 1 кг щепы (по данным ОАО Мозырский ДОК) составляет $c_{\text{уд}}^{\text{ЭЭ}} = 0,064$ руб/кг щепы.

Ежегодные эксплуатационные расходы:

$$E_{\text{год}}^{\text{ПГ}} = C_{\sum}^{\text{полиген}} (K_{\text{экспл}}^{\text{ПГ}} + K_{\text{аморт}}^{\text{ПГ}}), \quad (3.129)$$

где $K_{\text{экспл}}^{\text{ОЦР}}$ – коэффициент, учитывающий ежегодные эксплуатационные расходы на установку $K_{\text{экспл}}^{\text{ОЦР}} = 0,02$ ед. [211]; $K_{\text{аморт}}^{\text{ПГ}}$ – амортизационные отчисления $K_{\text{аморт}}^{\text{ПГ}} = 0,07$ ед. [226, 227].

Годовой финансовый результат от внедрения полигенерационной установки:

$$P_t^{\text{ПГ}} = (C_{\text{стор}}^{\text{CO}_2} + C^{\text{ЭЭ}} + C^{\text{ТЭ}} - C^{\text{Топл}}) T_{\text{раб}}^{\text{ПГ}} - E_{\text{год}}^{\text{ПГ}}, \quad (3.130)$$

где $T_{\text{раб}}^{\text{ПГ}}$ – годовое количество часов работы установки $T_{\text{раб}}^{\text{ПГ}} = 7446$ ч/год.

Срок службы полигенерационной установки определим по минимальному сроку службы ее элементов. Согласно [228] срок службы турбоустановок составляет 27 лет, срок службы ПКХМ и установок по производству углекислоты – 20 лет. Тогда срок службы полигенерационной установки составит 20 лет.

Чистый дисконтированный доход (ЧДД):

$$\text{ЧДД} = \sum_{t=0}^T (P_t^{\text{ПГ}} - \text{КП}_t^{\text{ПГ}}) d_t^{\text{ПГ}}, \quad (3.131)$$

где $\text{КП}_t^{\text{ПГ}}$ – капиталовложения в году t , принимаем $\text{КП}_0^{\text{ПГ}} = C_{\sum}^{\text{полиген}}$ руб.; $P_t^{\text{ПГ}} - \text{КП}_t^{\text{ПГ}}$ – поток наличности в году t , руб.; T – срок службы установки (20 лет), лет; $d_t^{\text{ПГ}}$ – коэффициент дисконтирования текущего года, ед.

Коэффициент дисконтирования текущего года:

$$d_t^{\text{ПГ}} = \frac{1}{(1+p)^t}, \quad (3.132)$$

где p – норма дисконтирования, принимаем $p = 0,1$ ед. (используются собственные средства для реализации проекта).

Срок окупаемости (динамический):

$$T_{\text{ок.дин}} = t - \frac{\text{ЧДС}_t}{\text{ЧДС}_{t+1} - \text{ЧДС}_t}, \quad (3.133)$$

где t – последний год, в котором накопленные ЧДС (ЧДС_t) имеют отрицательное значение, лет; ЧДС_{t+1} – накопленные ЧДС в $t + 1$ (следующем) году, руб.

Внутренняя норма доходности:

$$IRR = \sqrt[T]{\frac{\sum_{t=0}^T P_t^{\text{ПГ}}}{\text{КП}_0^{\text{ПГ}}}} - 1. \quad (3.134)$$

Внутренняя норма доходности является одним из ключевых параметров, применяемых при анализе финансовой привлекательности инвестиционного проекта. Она позволяет определить такую ставку дисконтирования, при которой инвестор получит назад все вложенные средства за расчетный срок службы, т. е. выйдет в «ноль» (позволяет оценить риски инвестиций).

3.2.2. Экономически оптимальные параметры низкокипящего рабочего тела для турбоустановки на перегретом паре

При помощи разработанной программы для расчета и термодинамического анализа схем полигенерации [129, 131] и разработанной методики расчета экономических показателей ТУ произведен расчет статических сроков окупаемости ТУ с КА при различных параметрах рабочего тела перед турбиной.

В качестве рабочего тела рассматривался R410A. Результаты расчета представлены в табл. 3.17–3.20. На рис. 3.28 на основании полученных результатов (табл. 3.17–3.20) построены зависимости статического срока окупаемости ТУ от давления рабочего тела перед турбиной при различных температурах рабочего тела.

Таблица 3.17

Экономические показатели ТУ с КА при $t = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $P = var$

Показатель	Давление рабочего тела, МПа						
	4,0	5,0	8,0	11,0	13,8*	16,7	19,7
Отпуск электрической энергии, МВт · ч/год	10573	12360	14669	15934	16530	16158	15637
Стоимость ТУ, тыс. руб.	4905	4975	5175	5377	5566	5762	5965
Эксплуатационные расходы, тыс. руб./год	442	448	465	484	501	518	537
Затраты на топливо, тыс. руб./год	1625	1625	1625	1625	1625	1625	1625
Экономия, тыс. руб./год	3030	3543	4205	4568	4739	4632	4482
Статический срок окупаемости, лет	5,09	3,38	2,45	2,19	2,13	2,32	2,57

Примечание. Символом «*» отмечено термодинамически оптимальное давление рабочего тела.

Таблица 3.18

Экономические показатели ТУ с КА при $t = 235\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $P = var$

Показатель	Давление рабочего тела, МПа						
	5,0	7,0	9,0	10,5	12,7*	15,0	17,0
Отпуск электрической энергии, МВт · ч/год	11988	13663	14669	15115	15488	15264	15041
Стоимость ТУ, тыс. руб.	4941	5076	5211	5312	5462	5616	5751
Эксплуатационные расходы, тыс. руб./год	445	456	469	478	491	505	517
Затраты на топливо, тыс. руб./год	1625	1625	1625	1625	1625	1625	1625
Экономия, тыс. руб./год	3436	3917	4205	4333	4440	4376	4312
Статический срок окупаемости, лет	3,62	2,77	2,47	2,38	2,35	2,50	2,65

Примечание. Символом «*» отмечено термодинамически оптимальное давление рабочего тела.

Таблица 3.19

Экономические показатели ТУ с КА при $t = 220\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $P = var$

Показатель	Давление рабочего тела, МПа						
	4,0	4,5	6,0	8,0	11,7*	14,7	15,7
Отпуск электрической энергии, МВт · ч/год	9903	10797	12509	13626	14445	14222	14147
Стоимость ТУ, тыс. руб.	4837	4871	4972	5107	5360	5560	5627
Эксплуатационные расходы, тыс. руб./год	435	438	447	460	482	500	506
Затраты на топливо, тыс. руб./год	1625	1625	1625	1625	1625	1625	1625
Экономия, тыс. руб./год	2839	3095	3586	3906	4141	4077	4055
Статический срок окупаемости, лет	6,21	4,72	3,29	2,80	2,64	2,85	2,92

Примечание. Символом «*» отмечено термодинамически оптимальное давление рабочего тела.

Таблица 3.20

Экономические показатели ТУ с КА при $t = 205\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $P = var$

Показатель	Давление рабочего тела, МПа						
	4,5	6,0	7,0	10,7*	13,0	14,0	15,0
Отпуск электрической энергии, МВт · ч/год	10499	12063	13031	13552	13403	13254	13031
Стоимость ТУ, тыс. руб.	4840	4938	5073	5260	5414	5481	5549
Эксплуатационные расходы, тыс. руб./год	436	444	457	473	487	493	499
Затраты на топливо, тыс. руб./год	1625	1625	1625	1625	1625	1625	1625
Экономия, тыс. руб./год	3010	3458	3735	3884	3842	3799	3735
Статический срок окупаемости, лет	5,10	3,56	3,07	2,94	3,13	3,26	3,44

Примечание. Символом «*» отмечено термодинамически оптимальное давление рабочего тела.

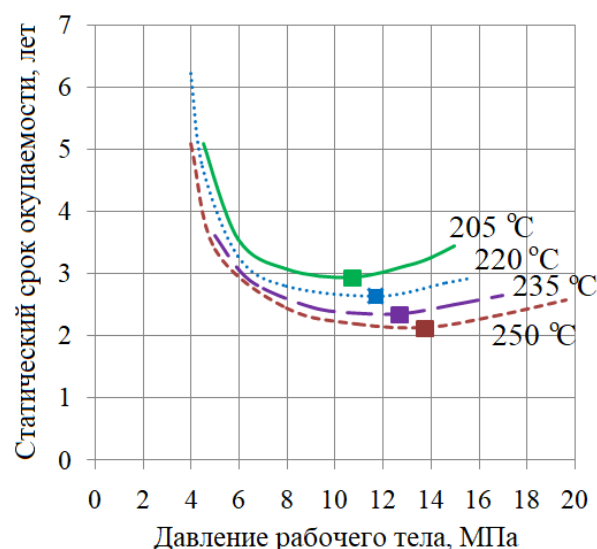


Рис. 3.28. Статический срок окупаемости ТУ с КА при различных параметрах рабочего тела ($R410A$) перед турбиной [208]

Анализ полученных результатов показывает, что повышение температуры рабочего тела положительно сказывается и на термодинамической эффективности ТУ, и на экономической (снижается статический срок окупаемости), несмотря на то, что увеличение температуры НКРТ перед турбиной приводит к удорожанию стоимости ТУ. Из рис. 3.28 видно, что термодинамически оптимальное давление рабочего тела перед турбиной лежит в области давлений, при которых срок окупаемости ТУ наименьший. Таким образом, повышение давления рабочего тела до термодинамически оптимального, а также повышение температуры рабочего тела положительно сказывается на экономических показателях ТУ с ТО [229].

3.2.3. Экономический анализ раздельной и совместной генерации холода и углекислоты

При помощи разработанной методики расчета экономических показателей и результатов расчета различных схем полигенерации получены результаты экономических показателей эффективности раздельной (парокомпрессионная холодильная машина и установка по производству углекислоты) и совместной (установка по производству холода и углекислоты) генерации холода и углекислоты. Результаты расчетов представлены в табл. 3.21.

Из рис. 3.29 и табл. 3.21 видно, что оба варианта генерации холода и углекислоты обладают хорошими экономическими показателями с динамическим сроком окупаемости менее 1 года и внутренней нормой доходности более 100 %, обусловлено это довольно высокой рыночной стоимостью как жидкой, так и газообразной углекислоты. Однако предложенная схема совместной генерации холода и углекислоты является более предпочтительной, так как обладает меньшим сроком окупаемости (динамический срок окупаемости ниже на 11,1 %) и лучшей внутренней нормой доходности (выше на 8,3 %), а чистый дисконтированный доход за 20 лет эксплуатации установки увеличивается на 2,6 %. Причиной этого служит более низкая стоимость установки (ниже на 6,1 %), меньшие эксплуатационные расходы (ниже на 5,9 %) и меньшие затраты электроэнергии (меньше на 6,7 %), чем при раздельной генерации холода и углекислоты.

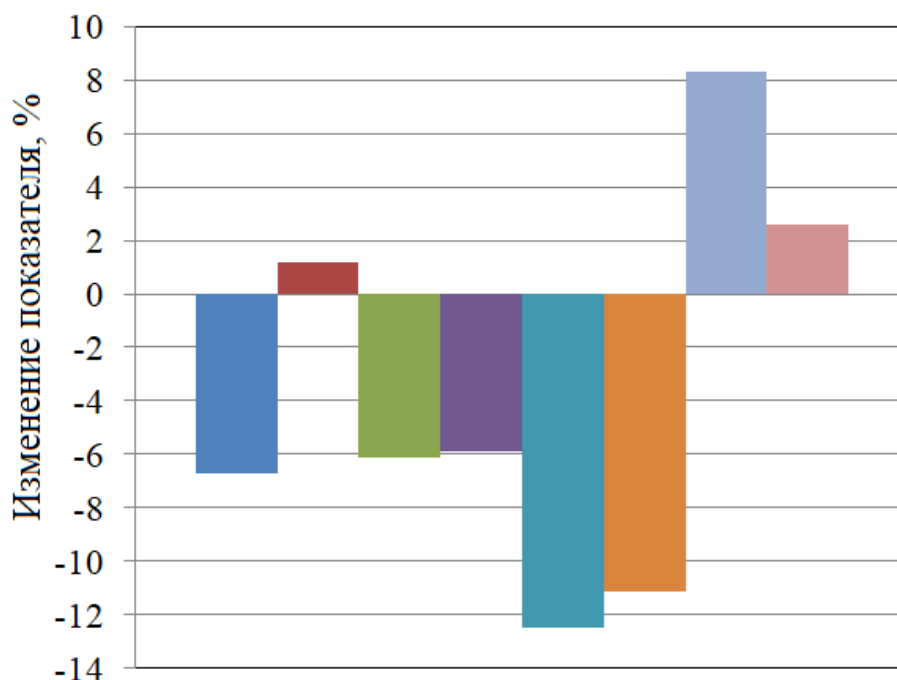


Рис. 3.29. Изменение экономических показателей при совмещении генерации холода и углекислоты в одной установке [208]:

- – затраты на электрические энергии; ■ – экономический эффект;
- – стоимость установки; ■ – эксплуатационные расходы;
- – статический срок окупаемости; ■ – динамический срок окупаемости;
- – внутренняя норма доходности; ■ – чистый дисконтированный доход

Таблица 3.21

**Экономические показатели раздельной и совместной генерации
холода и углекислоты**

Показатель	Раздельная генерация	Совместная генерация	Изменение показателя, %
Отпуск холод (+4) МВт · ч/год	1489	1489	0
Отпуск холод (–18) МВт · ч/год	2234	2234	0
Отпуск жидкой CO ₂ , т/год	1415	1415	0
Отпуск газообразный CO ₂ , т/год	2830	2830	0
Затраты на электрическую энергию, МВт · ч/год	1117	1042	–6,7
Экономический эффект, тыс. руб./год	1760	1781	+1,2
Стоимость установки, тыс. руб.	1322	1242	–6,1
Эксплуатационные расходы, тыс. руб./год	119	112	–5,9
Простой (статический) срок окупаемости, лет	0,8	0,7	–12,5
Динамический срок окупаемости ($p = 10\%$), лет	0,9	0,8	–11,1
Внутренняя норма доходности, %	124,1	134,4	+8,3
ЧДД, тыс. руб.	12645	12968	+2,6

3.2.4. Экономический анализ полигенерационных установок

При помощи разработанной методики расчета экономической эффективности схем полигенерации и результатов их термодинамического расчета получены экономические показатели различных схем полигенерации, источником энергии в которых служит котлоагрегат на древесной щепе. В качестве рабочих тел использованы углекислота (одно из наиболее перспективных с экологической точки зрения рабочих тел), R410A (рабочее тело, получившее широкое распространение в современной холодильной технике), изобутан (одно из наиболее термодинамически эффективных рабочих тела для ТУ на НКРТ) и вода (классическая турбоустановка на водяном паре как альтернатива ТУ на НКРТ). В качестве НКРТ для всех ПКХМ использован R410A. Результаты расчета представлены в табл. 3.22–3.25.

Таблица 3.22

Экономические показатели схем полигенерации на углекислоте

Показатель	ПКХМ			УПХиУ		
	Субкр*	Сверхкр*	С ПрП	Субкр*	Сверхкр*	С ПрП
Отпуск электрической энергии, МВт · ч/год	968	10424	11839	968	10424	11839
Отпуск тепловой энергии МВт · ч/год	7372	7372	7372	7372	7372	7372
Отпуск холод (+4) МВт · ч/год	1489	1489	1489	1489	1489	1489
Отпуск холод (–18) МВт · ч/год	2234	2234	2234	2234	2234	2234
Отпуск жидкой CO ₂ , т/год	–	–	–	1415	1415	1415
Отпуск газообр. CO ₂ , т/год	–	–	–	2830	2830	2830
Экономия, тыс. руб./год	411	3122	3527	2491	5202	5607
Стоимость ТО, тыс. руб.	80	80	80	80	80	80
Стоимость ТУ, тыс. руб.	1048	6443	7295	1048	6443	7295
Стоимость ПКХМ/УПХУ, руб.	328	328	328	1242	1242	1242
Σ стоимость установки, руб.	1455	6851	7703	2370	7765	8617
Эксплуатационные расходы, тыс. руб./год	131	617	693	213	699	776
Затраты на топливо, тыс. руб./год	1625	1625	1625	1625	1625	1625
Простой (статический) срок окупаемости, лет	∞	7,8	6,4	3,6	2,7	2,7
Внутренняя норма доходности, %	–	11,4	14,7	27,3	37,0	37,1
При ставке дисконтирования 10 %						
Динамический срок окупаемости, лет	∞	15,8	10,6	4,7	3,3	3,3
ЧДД, тыс. руб.	–	643	2591	3185	16734	18682
При ставке дисконтирования 15 %						
Динамический срок окупаемости, лет	∞	> 20	> 20	5,7	3,7	3,7
ЧДД, тыс. руб.	–	–	–	1715	10247	11454
При ставке дисконтирования 20 %						
Динамический срок окупаемости, лет	∞	> 20	> 20	7,1	4,3	4,2
ЧДД, тыс. руб.	–	–	–	808	6248	6998

Показатель	ПКХМ			УПХиУ		
	Субкр*	Сверхкр*	С ПрП	Субкр*	Сверхкр*	С ПрП
При ставке дисконтирования 25 %						
Динамический срок окупаемости, лет	∞	> 20	> 20	10,7	5,0	5,0
ЧДД, тыс. руб.	–	–	–	210	3613	4061

*Субкр – схема установки на субкритических параметрах рабочего тела; Сверхкр – схема установки на сверхкритических параметрах рабочего тела; С ПрП – схема установки с промежуточным перегревом рабочего тела.

Таблица 3.23

Экономические показатели схем полигенерации на R410A

Показатель	ПКХМ			УПХиУ		
	Субкр*	Сверхкр*	С ПрП*	Субкр*	Сверхкр*	С ПрП*
Отпуск электрической энергии, МВт · ч/год	8563	12286	13701	8563	12286	13701
Отпуск тепловой энергии МВт · ч/год	7372	7372	7372	7372	7372	7372
Отпуск холод (+4) МВт · ч/год	1489	1489	1489	1489	1489	1489
Отпуск холод (–18) МВт · ч/год	2234	2234	2234	2234	2234	2234
Отпуск жидкой CO ₂ , т/год	–	–	–	1415	1415	1415
Отпуск газообразный CO ₂ , т/год	–	–	–	2830	2830	2830
Экономия, тыс. руб./год	2588	3656	4061	4668	5735	6141
Стоимость ТО, тыс. руб.	80	80	80	80	80	80
Стоимость ТУ, тыс. руб.	4840	5566	6231	4840	5566	6231
Стоимость ПКХМ/УПХУ, руб.	328	328	328	1242	1242	1242
Σ стоимость установки, руб.	5247	5974	6638	6162	6888	7553
Эксплуатационные расходы, тыс. руб./год	472	538	597	555	620	680
Затраты на топливо, тыс. руб./год	1625	1625	1625	1625	1625	1625
Простой (статический) срок окупаемости, лет	10,7	4,0	3,6	2,5	2,0	2,0
Внутренняя норма доходности, %	6,9	24,7	27,5	40,3	50,7	50,8

Окончание табл. 3.23

Показатель	ПКХМ			УПХиУ		
	Субкр*	Сверхкр*	С ПрП*	Субкр*	Сверхкр*	С ПрП*
При ставке дисконтирования 10 %						
Динамический срок окупаемости, лет	> 20	5,4	4,7	3,0	2,3	2,3
ЧДД, тыс. руб.	–	6735	9015	15023	22826	25105
При ставке дисконтирования 15 %						
Динамический срок окупаемости, лет	> 20	6,6	5,6	3,3	2,5	2,5
ЧДД, тыс. руб.	–	3370	4870	9414	14958	16458
При ставке дисконтирования 20 %						
Динамический срок окупаемости, лет	> 20	8,9	7,0	3,8	2,8	2,8
ЧДД, тыс. руб.	–	1296	2315	5956	10108	11127
При ставке дисконтирования 25 %						
Динамический срок окупаемости, лет	> 20	> 20	10,5	4,3	3,1	3,0
ЧДД, тыс. руб.	–	–	631	3677	6912	7614

Таблица 3.24

Экономические показатели схем полигенерации на изобутане

Показатель	ПКХМ			УПХиУ		
	Субкр	Сверхкр	С ПрП	Субкр	Сверхкр	С ПрП
Отпуск электрической энергии, МВт · ч/год	12286	14073	15115	12286	14073	15115
Отпуск тепловой энергии МВт·ч/год	7372	7372	7372	7372	7372	7372
Отпуск холод (+4) МВт · ч/год	1489	1489	1489	1489	1489	1489
Отпуск холод (–18) МВт · ч/год	2234	2234	2234	2234	2234	2234
Отпуск жидкой СО ₂ , т/год	–	–	–	1415	1415	1415
Отпуск газообразный СО ₂ , т/год	–	–	–	2830	2830	2830
Экономия, тыс. руб./год	3656	4168	4467	5735	6247	6546
Стоимость ТО, тыс. руб.	80	80	80	80	80	80
Стоимость ТУ, тыс. руб.	6578	6931	7465	6578	6931	7465

Окончание табл. 3.24

Показатель	ПКХМ			УПХиУ		
	Субкр	Сверхкр	С ПрП	Субкр	Сверхкр	С ПрП
Стоимость ПКХМ/УПХУ, руб.	328	328	328	1242	1242	1242
Σ стоимость установки, руб.	6986	7339	7873	7900	8253	8787
Эксплуатационные расходы, тыс. руб./год	629	661	709	711	743	791
Затраты на топливо, тыс. руб./год	1625	1625	1625	1625	1625	1625
Простой (статический) срок окупаемости, лет	5,0	3,9	3,7	2,3	2,1	2,1
Внутренняя норма доходности, %	19,5	25,4	26,9	43,0	47,0	47,1
При ставке дисконтирования 10 %						
Динамический срок окупаемости, лет	7,3	5,2	4,8	2,8	2,5	2,5
ЧДД, тыс. руб.	4948	8686	10286	21039	24776	26377
При ставке дисконтирования 15 %						
Динамический срок окупаемости, лет	9,8	6,3	5,8	3,1	2,8	2,8
ЧДД, тыс. руб.	1788	4443	5478	13376	16031	17066
При ставке дисконтирования 20 %						
Динамический срок окупаемости, лет	> 20	8,3	7,4	3,5	3,0	3,0
ЧДД, тыс. руб.	—	1827	2514	8652	10639	11326
При ставке дисконтирования 25 %						
Динамический срок окупаемости, лет	> 20	16,5	11,5	3,9	3,4	3,4
ЧДД, тыс. руб.	—	103	560	5540	7086	7544

Таблица 3.25

Экономические показатели схем полигенерации на водяном паре

Показатель	ПКХМ			УПХиУ		
	Субкр	Сверхкр	С ПрП	Субкр	Сверхкр	С ПрП
Отпуск электрической энергии, МВт · ч/год	11318	—	—	11318	—	—
Отпуск тепловой энергии МВт · ч/год	7372	—	—	7372	—	—

Показатель	ПКХМ			УПХиУ		
	Субкр	Сверхкр	С ПрП	Субкр	Сверхкр	С ПрП
Отпуск холод (+4) МВт · ч/год	1489	—	—	1489	—	—
Отпуск холод (–18) МВт · ч/год	2234	—	—	2234	—	—
Отпуск жидкой CO ₂ , т/год	—	—	—	1415	—	—
Отпуск газообразный CO ₂ , т/год	—	—	—	2830	—	—
Экономия, тыс. руб./год	3378	—	—	5458	—	—
Стоимость ТО, тыс. руб.	80	—	—	80	—	—
Стоимость ТУ, тыс. руб.	5914	—	—	5914	—	—
Стоимость ПКХМ/УПХУ, руб.	328	—	—	1242	—	—
Σ стоимость установки, руб.	6322	—	—	7236	—	—
Эксплуатационные расходы, тыс. руб./год	569	—	—	651	—	—
Затраты на топливо, тыс. руб./год	1625	—	—	1625	—	—
Простой (статический) срок окупаемости, лет	5,3	—	—	2,3	—	—
Внутренняя норма доходности, %	18,1	—	—	43,9	—	—
При ставке дисконтирования 10 %						
Динамический срок окупаемости, лет	8,0	—	—	2,7	—	—
ЧДД, тыс. руб.	3758	—	—	19849	—	—
При ставке дисконтирования 15 %						
Динамический срок окупаемости, лет	11,6	—	—	3,0	—	—
ЧДД, тыс. руб.	1089	—	—	12677	—	—
При ставке дисконтирования 20 %						
Динамический срок окупаемости, лет	> 20	—	—	3,4	—	—
ЧДД, тыс. руб.	—	—	—	8256	—	—
При ставке дисконтирования 25 %						
Динамический срок окупаемости, лет	> 20	—	—	3,8	—	—
ЧДД, тыс. руб.	—	—	—	5343	—	—

Из полученных результатов видно, что использование УПХиУ является наиболее экономически выгодным для всех исследуемых схем и всех используемых рабочих тел. Экономические показатели полигенерационных установок с производством диоксида углерода лучше, нежели аналогичных установок без его производства [208].

Применение термодинамически оптимальных сверхкритических параметров рабочего тела, а также промежуточного перегрева положительно сказывается на экономических показателях полигенерационных установок [208, 209]. В некоторых случаях (для схем с УПХиУ) использование промежуточного перегрева не отражается на динамическом сроке окупаемости, а лишь незначительно увеличивает внутреннюю норму доходности, объяснить это можно маленьким сроком окупаемости такого рода установок, что не позволяет в полной мере проявиться положительному эффекту от применения в схемах полигенерации промежуточного перегрева. Однако даже при равных динамических сроках окупаемости полигенерационных установок чистый дисконтированный доход значительно (на 6,5–10 %) увеличивается от применения промежуточного перегрева.

Применение наиболее термодинамически оптимального рабочего тела (изобутана) в схемах полигенерации может быть не всегда экономически оправдано, так как экономические показатели (статистический и динамический сроки окупаемости, внутренняя норма доходности) схем полигенерации на R410A с промежуточным перегревом лучше, чем схемы на R600A (изобутан). Объясняется это достаточно маленькими сроками окупаемости (до четырех лет) таких установок. Таким образом, увеличение стоимости ТУ на R600A (из-за ее большей мощности) не компенсируется полученным экономическим эффектом от дополнительно выработанной электрической энергии за столь короткий период времени.

Применение ТУ с субкритическими параметрами на углекислоте и R410A в полигенерационных установках экономически не оправдано [208]. Сравнив схемы с субкритическими параметрами на НКРТ и на водяном паре, видно, что применение НКРТ при температурах рабочего тела перед турбиной 250 °С не всегда экономически более целесообразно, чем применение водяного пара. Данный результат подтверждает выводы работ [30–32], свидетельствующие, что при температурах рабочего тела перед турбиной 250–300 °С турбоустановка на НКРТ может конкурировать с установкой на водяном паре. Так, схема полигенерационной ТУ с субкритическими параметрами

на R410A обладает более высоким, чем с ТУ на водяном паре статическим сроком окупаемости (10,7 лет против 5,3), а схема с ТУ на изобутане – более низким (5,0 года против 5,3).

Схемы со сверхкритическими параметрами НКРТ более экономически эффективны, чем на водяном паре, исключение составляет сверхкритическая турбоустановка на углекислоте.

Предложенные схемы полигенерации со сверхкритическими параметрами и промежуточным перегревом (на примере полигенерационной установки с котлоагрегатом, работающим на древесной щепе) в сравнении с классическими (без производства углекислоты) полигенерационными турбоустановками на водяном паре позволяют на 21 % увеличить количество вырабатываемого электричества, уменьшить более чем на 4 тыс. т в год (более чем на 20 %) выбросы углекислоты в окружающую среду (используя абсорбируемую из продуктов сгорания углекислоту в технологических или коммерческих целях) и улучшить экономические показатели установок (внутренняя норма доходности увеличивается с 18,1 до 50,8 %) [208, 230–232].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложены схемы полигенерационных турбоустановок на основе НКРТ. Достоинством предложенных схем совместного производства электричества, теплоты, холода и углекислоты является возможность объединения однотипных элементов, выполняющих одинаковые функции в один агрегат большей мощности, а также возможность снижения выбросов углекислоты в окружающую среду за счет их изъятия из продуктов сгорания и использования в технологических процессах или коммерческих целях.

Представлена универсальная математическая модель полигенерационных турбоустановок, на основе которой создана программа. Программа позволяет проводить эксергетический анализ более ста различных вариантов схем. При этом программа допускает выбор различных НКРТ, определяет эксергетически оптимальные параметры рабочего тела для различных схем ТУ при использовании различных НКРТ.

Представлены результаты численных исследований термодинамической эффективности турбоустановок на основе НКРТ. Исследования проводились для турбоустановок на перегретом низкокипящем рабочем теле и турбоустановок с промежуточным перегревом рабочего тела. В рамках исследования рассмотрено влияние начальных параметров НКРТ на термодинамическую эффективность турбоустановок на примере хладагента R236EA, имеющего «сухую» характеристику линии насыщения, нулевой ОРП и ПГП, равный 1370, в диапазоне температур от 100 до 300 °С и давлений от 0,1 до 30 МПа. Определена эффективность турбоустановок в диапазоне температур от 100 до 300 °С при термодинамически оптимальных (сверхкритических) давлениях более тридцати озонобезопасных НКРТ (R245FA, R236EA, R1234ZE(Z), R1234YF, R1234ZE(E), диоксид углерода и др.). В ходе исследования установлено:

1. Повышение начальных параметров циклов на НКРТ и применение схем с промежуточным перегревом рабочего тела, независимо от наклона линии насыщенного пара НКРТ на $T-s$ диаграмме, приводит к повышению эксергетической эффективности ТУ на НКРТ. Так, повышение начальной температуры R236EA с 110 до 180 °С приводит к увеличению эксергетического КПД турбоустановки с 28,2 до 36,2 %, а применение промежуточного перегрева с субкритическими пара-

метрами (давление – 0,43 МПа, температура – 180 °С) позволяет дополнительно повысить эффективность на 1,0 %.

2. Для каждого НКРТ существуют оптимальные (с термодинамической точки зрения) параметры, при которых эксергетический КПД достигает максимального значения. Так, для R236EA оптимальное давление при температуре 250 °С составляет 6,8 МПа, а для R1234ZE(E) – 9,0 МПа. Термодинамически оптимальные параметры характерны как для схем на перегретом паре, так и для схем с промежуточным перегревом. Значения оптимальных параметров для этих схем (на перегретом паре и с промежуточным перегревом) отличаются: оптимальное давление перед ЧВД турбины для схемы с промежуточным перегревом выше, чем давление того же НКРТ перед турбиной для схемы на перегретом паре. Например, для R600A оптимальное давление перед турбиной составляет 7,0 МПа, а для схемы с промежуточным перегревом – 8,9 МПа. Оптимизация параметров НКРТ отличается от оптимизации параметров для водяного пара: даже для рабочих тел с «влажной» характеристикой линии насыщенного пара в $T-s$ диаграмме оптимальными являются параметры, при которых НКРТ на выходе из турбины находится в перегретом состоянии (что не характерно для схем на водяном паре).

3. Получены значения термодинамической эффективности турбоустановок для тридцати шести озонобезопасных НКРТ. При температурах рабочего тела 250 °С и выше (что характерно для схем ТУ на отходящих газах промышленных предприятий, утилизации выхлопных газов ГТУ и при сжигании низкопотенциальных топлив в котлоагрегатах) эксергетически оптимальное давление лежит в области сверхкритических значений для всех исследуемых НКРТ. Полученные результаты позволяют сравнить эффективность рабочих тел при термодинамически оптимальных параметрах. Наибольшим эксергетическим КПД обладают природные хладагенты: пентан (53,1 %), изопентан (52,9 %), бутан (50,6 %), изобутан (50,3 %), они имеют низкий потенциал глобального потепления, но при этом пожаровзрывоопасны. Среди однокомпонентных хладагентов наибольший эксергетический КПД имеют R245FA (50,0 %), R236EA (49,6 %), R1234ZE(Z) (49,4 %), R1234YF (48,0 %), R1234ZE(E) (47,6 %), при этом R245FA, R236EA имеют высокий потенциал глобального потепления (ПГП R245FA = 1030, ПГП R236EA = 1370) и регламентируются Монреальским протоколом, а R1234ZE(Z), R1234YF, R1234ZE(E) обладают высокой стоимостью. Среди многокомпонентных смесей гидрофторуглерод-

ных хладагентов – R429A (47,9 %), R430A (47,5 %), R423A (47,5 %), R431A (47,3 %), R435A (47,1 %). Из них R430A и R423A имеют высокий потенциал глобального потепления (ПГП R430A = 120, ПГП R423A = 2200), а R429A, R431A, R435A имеют низкий ПГП и обладают хорошей эксергетической эффективностью, однако она более чем на 5 % ниже по сравнению с наиболее эффективными НКРТ (пентан, изопентан и др.).

4. В результате обобщения численного исследования получена зависимость эффективности турбоустановок при термодинамически оптимальных давлениях НКРТ от критического давления, удельной теплоты конденсации и начальной температуры рабочих тел. Полученная зависимость устанавливает влияние критического давления и удельной теплоты конденсации рабочих тел на эффективность ТУ при термодинамически оптимальных параметрах рабочего тела и позволяет проводить предварительный отбор термодинамически эффективных низкокипящих рабочих тел для работы в турбоустановках на сверхкритических параметрах рабочего тела в диапазоне температур НКРТ перед турбиной от 100 до 300 °С. Определены значения прироста эксергетической эффективности турбоустановок при использовании промежуточного перегрева с термодинамически оптимальными параметрами для пятнадцати озонобезопасных НКРТ. Значения прироста КПД варьировались от 3,5 до 8,1 %, при среднем значении 4,7 %. Наибольший прирост наблюдался для малоэффективных, с термодинамической точки зрения, НКРТ (аммиак и диоксид углерода).

Проведен термодинамический и экономический анализ эффективности полигенерационных установок в условиях применения ряда технических решений (повышение начальных параметров НКРТ в турбоустановках, совместное производство углекислоты и холода и др.).

1. Из *эксергетического анализа* следует:

– схемы полигенерации с субкритическими параметрами рабочего тела не отличаются высокой эффективностью. Особенно это характерно для схем ТУ, в которых в качестве рабочего тела используется углекислота (эффективность полигенерационной установки на диоксиде углерода в десять раз ниже, чем аналогичной установки на водяном паре). Повышение параметров рабочего тела в ТУ на НКРТ до термодинамически оптимальных (сверхкритических), а также применение схем ТУ с промежуточным перегревом позволяет повысить эффективность схем полигенерации. В таком случае схемы, работающие на диоксиде углерода, становятся эффективнее схем на водяном паре;

– охлаждение конденсатора ТУ на НКРТ жидкой углекислотой приводит к увеличению вырабатываемой электрической энергии; при этом увеличиваются и затраты эксергии на производство углекислоты, причем эти затраты превосходят положительный эффект. Однако это позволяет отказаться от внешнего контура охлаждения. Аналогичные результаты характерны и для схемы с охлаждением конденсатора ТУ фреоном ПКХМ. В случае охлаждения конденсатора ТУ жидкой углекислотой (фреоном) наиболее предпочтительной является схема с ГТУ и промежуточным перегревом НКРТ, так как это снижает необходимое для охлаждения конденсатора ТУ количество углекислоты (фреона);

– применение внешнего источника охлаждения конденсатора УПХиУ по сравнению с охлаждением конденсатора УПХиУ углекислотой позволяет снизить затраты электрической энергии на привод компрессора в 33 раза. В качестве внешнего источника охлаждения предложено использовать систему оборотного водоснабжения с градирней либо воду, поступающую на объект из поверхностных или подземных источников.

2. Из экономического анализа следует:

– повышение давления рабочего тела до термодинамически оптимального, а также повышение температуры рабочего тела положительно сказывается на экономических показателях ТУ на НКРТ (в зависимости от температуры НКРТ статический срок окупаемости уменьшается в 1,5–2,4 раза);

– совместная генерация холода и углекислоты является более предпочтительной, чем отдельная генерация, так как обладает лучшими экономическими показателями (динамический срок окупаемости ниже на 11,1 %, внутренняя норма доходности выше на 8,3 %, а чистый дисконтированный доход за 20 лет эксплуатации установки увеличивается на 2,6 %);

– использование УПХиУ является наиболее экономически выгодно независимо от схемы полигенерации и используемого НКРТ в ТУ. Экономические показатели полигенерационных установок с производством углекислоты лучше, чем аналогичных установок без производства углекислоты;

– применение ТУ с субкритическими параметрами НКРТ в схемах полигенерации при температурах рабочего тела перед турбиной 250 °С не всегда экономически более целесообразно, чем применение ТУ на водяном паре. Так, ТУ с субкритическими параметрами на R410A обла-

дает худшим сроком окупаемости, чем ТУ на водяном паре (10,7 лет против 5,3), а ТУ на изобутане – лучшим (5,0 года против 5,3). Полигенерация с ТУ на сверхкритических параметрах НКРТ более экономически эффективна, чем на водяном паре (исключение составляет полигенерация с ТУ на диоксиде углерода);

– предложенные схемы полигенерации со сверхкритическими параметрами и промежуточным перегревом (на примере полигенерационной установки с котлоагрегатом, работающим на древесной щепе) в сравнении с классическими полигенерационными турбоустановками на водяном паре позволяют на 21 % увеличить количество вырабатываемого электричества, уменьшить более чем на 4 тыс. т в год (более чем на 20 %) выбросы углекислоты в окружающую среду (используя абсорбируемую из продуктов сгорания углекислоту в технологических или коммерческих целях) и улучшить экономические показатели установок (внутренняя норма доходности увеличивается с 18,1 до 50,8 %).

ЛИТЕРАТУРА

1. Об энергосбережении : закон Респ. Беларусь от 8 янв. 2015 г. № 239-З. – Минск, 2015. – 14 с.
2. Энергетический баланс Республики Беларусь : стат. сб. / Нац. стат. ком. Респ. Беларусь ; редкол.: И. В. Медведева (пред.) [и др.]. – Минск, 2021. – 148 с.
3. Коломб, Д. Роль искусственного охлаждения в мировой экономике / Д. Коломб, Ж. Л. Дюпон, О. Пичард // Холодильная техника. – 2016. – № 1. – С. 4–11.
4. Кожиченков, В. С. Новые тенденции в тригенерационных технологиях / В. С. Кожиченков // Главный энергетик. – 2017. – № 8. – С. 51–58.
5. Кудрин, Б. И. Новые тенденции в тригенерационных технологиях / Б. И. Кудрин, В. С. Кожиченков // Энергосовет. – 2011. – № 4. – С. 36–39.
6. Кокорин, О. Я. Энергетические и экономические преимущества объединения автономных источников теплоснабжения зданий с источниками холодоснабжения систем кондиционирования воздуха / О. Я. Кокорин, И. Е. Левин // Холодильная техника. – 2003. – № 1. – С. 6–9.
7. Системы кондиционирования воздуха, отопления и вентиляции с энергоснабжением от собственного источника / О. Я. Кокорин, В. В. Комиссаров, Я. Г. Кронфельд, С. Р. Базуматов // Холодильная техника. – 2001. – № 8. – С. 11–12.
8. Кокорин, О. Я. Современные системы кондиционирования воздуха / О. Я. Кокорин. – М. : Изд-во физ.-мат. лит., 2003. – 272 с.
9. Кокорин, О. Я. Преимущества автономных станций для совместной выработки электроэнергии, тепла и холода / О. Я. Кокорин // Холодильная техника. – 2003. – № 12. – С. 3–6.
10. Machbarkeitsuntersuchung zur Stärkung der Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung durch den Einsatz von Kältespeichern in großen Versorgungssystemen / T. Urbaneck, U. Uhlig, B. Platzer [et al.] ; Abschlussbericht BMWA-Forschungs-vorhaben, Chemnitz: Stadtwerke Chemnitz, TU Chemnitz, 2006. – 74 p.
11. Lucas, K. Ableitung von Kostenfunktionen für Komponenten der rationellen Energienutzung. Stiftung Industrieforschung Forschungsvorhaben / K. Lucas, M. Gebhardt, H. Kohl, T. Steinrotter ; Institut für Energie- und Umwelttechnik. V., Duisburg ; Rheinhausen, 2002. – S. 511.

12. Baumann, D. Energiewirtschaftliche Bewertung der dezentralen Kraft-Warme-Kalte-Kopplung. Diss. – Dusseldorf : VDI-Verlag, 2004. – 112 p.

13. Haider, M. Auslegung und Wirtschaftlichkeit von KWKK-Anlagen / M. Haider, G. Luedking. – Teil I. Luft – und Kaltechnik, 2005. – P. 267–271.

14. Goppert, S. Machbarkeitsuntersuchung zur Stärkung der Kraft-Warme-Kalte-Lopplung durch den Einsatz von Kaltespeichern in groben Versorgungssystemen / S. Goppert S, T. Urbaneck. – Stadtwerke Chemnitz AG, Bereich Netze, Abteilung Fernwärme Femkalte, 2006. – 46 p.

15. Rentizelas, A. Biomass District Energy Trigenation Systems: Emissions Reduction and Financial Impact / A. Rentizelas, A. Tolis, I. Tatsiopoulous // Water Air Soil Pollut. – 2009. – N 9. – P. 139–150.

16. Особенности комбинированного производства электроэнергии тепла и холода на базе парогазовой установки / А. В. Клименко, А. А. Агабабов, А. А. Рогова, П. А. Тидеман // Теплоэнергетика. – 2015. – № 3. – С. 11–15.

17. Пат. 2530971 Российская Федерация, МПК F01K 23/06. Тригенерационная установка с использованием парогазового цикла для производства электроэнергии и парокомпрессорного теплонасосного цикла для производства тепла и холода : № 2013137038/06 ; заявлено 08.08.2013 ; опубл. 20.10.2014, Бюл. № 29 / Агабабов В. С., Байдакова Ю. О., Агабабов В. С., Рогова А. А., Тидеман П. А. ; заявитель и патентообладатель ОАО «Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени теплотехнический научноисследовательский институт». – 8 с. : ил.

18. Агабабов, В. С. Разработка схем высокоэффективных парогазовых ТЭС с системой одновременного производства тепла и холода / В. С. Агабабов, У. И. Смирнова, П. А. Тидеман // Новое в Российской электроэнергетике. – 2013. – № 8. – С. 16–25.

19. Схемы ПГУ-КЭС и ПГУ-ТЭЦ с системами одновременного совмещенного производства тепла и холода / А. В. Клименко, В. С. Агабабов, А. А. Рогова, П. А. Тидеман // Энергосбережение и водоподготовка. – 2014. – № 1. – С. 20–23.

20. Энергосбережение на газораспределительной станции при совместной работе турбодетандера и воздушной климатической системы / А. Л. Шубенко, В. П. Сарапин, О. В. Сенецкий, М. В. Сарапина // Вісник НТУ «ХПІ». – 2016. – № 20. – С. 15–19.

21. Казаков, В. Г. Термодинамические методы анализа в энергоиспользующих процессах / В. Г. Казаков, П. В. Луканин, О. С. Смирнова. – СПб. : ГТУРП, 2011. – 93 с.

22. Дыскин, Л. М. Современные методы термодинамического анализа в теплоэнергетике / Л. М. Дыскин, М. С. Морозов. – Н. Новгород : ННГАСУ, 2018. – 133 с.
23. Бродянский, В. М. Эксергетический метод и его приложение / В. М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек ; под ред. В. М. Бродянского. – М. : Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.
24. Бродянский, В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа / В. М. Бродянский. – М. : Энергия, 1973. – 296 с.
25. Кручинин, М. И. Теоретические основы энерго- и ресурсосбережения. Эксергетический анализ теплообменных аппаратов / М. И. Кручинин, Е. М. Шадрина. – Иваново : Иван. гос. хим.-технол. ун-т, 2007. – 44 с.
26. Овсянник, А. В. Термодинамический анализ озонобезопасных низкокипящих рабочих тел для турбодетандерных установок / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2020. – № 6 (63). – С. 554–562.
27. Яковлев, Б. В. Высокоэффективные теплофикационные паровые турбины со ступенчатым подогревом сетевой воды / Б. В. Яковлев // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2002. – № 4. – С. 57–70.
28. Ведрученко, В. Р. Анализ циклов, выбор схемы и вида топлива при реконструкции ТЭС и производственных котельных в комбинированные парогазовые установки / В. Р. Ведрученко // Омский научный вестник. – 2006. – № 3. – С. 153–157.
29. Яковлев, Б. В. Эффективность современных энергоустановок ТЭС / Б. В. Яковлев, А. С. Гринчук // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2007. – № 1. – С. 41–51.
30. Li, J. Energetic and exergetic investigation of an organic Rankine cycle at different heat source temperatures / J. Li // Energy. – 2012. – № 1. – P. 85–95.
31. Применение турбодетандера в паросиловых установках для утилизации тепловой энергии в системах теплоснабжения / Р. А. Садыков, А. З. Даминов, И. Н. Соломин, В. А. Футин // Теплоэнергетика. – 2016. – № 5. – С. 56–62.
32. Organic Rankine cycle as efficient alternative to steam cycle for small scale power generation / I. Vankeirsbilck, B. Vanslabrouck, S. Gusev, M. Paepe // 8th international conference on heat transfer, fluid

mechanics and thermodynamics: proceedings of the HEFAT 2011 conference, Mauritius, 11–13 July 2011. – P. 785–792.

33. Белов, Г. В. Органический цикл Ренкина и его применение в альтернативной энергетике / Г. В. Белов, М. А. Дорохова // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана. – 2014. – № 2. – С. 99–124.

34. Седнин, А. В. К вопросу об определении оптимальной температуры питательной воды для теплофикационной паротурбинной установки / А. В. Седнин // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2000. – № 4. – С. 56–62.

35. Гафуров, А. М. Перспективные области применения энергетических установок на низкокипящих рабочих телах / А. М. Гафуров // Вестник Казанского государственного энергетического университета. – 2015. – № 1 (25). – С. 93–98.

36. Тарасов, С. А. Газотурбинная установка малой мощности с утилизацией теплоты в контуре с низкокипящим рабочим телом / С. А. Тарасов, В. А. Фомин // Научно-технические ведомости СПб-ГПУ. – 2017. – № 1. – С. 61–68.

37. Мошкарин, А. В. Анализ показателей работы РГУ-325 на частичных нагрузках / А. В. Мошкарин, Ю. В. Мельников, В. В. Торгов // Вестник ИГЭУ. – 2009. – № 2. – С. 3–10.

38. Мошкарин, А. В. Оценка показателей работы мощных одноцелевых парогазовых и паросиловых энергоблоков на частичных нагрузках / А. В. Мошкарин, Ю. В. Мельников // Вестник ИГЭУ. – 2007. – № 2. – С. 3–6.

39. Бойко, Е. А. Тепловые электрические станции (паротурбинные энергетические установки ТЭС) : справ. пособие / Е. А. Бойко, К. В. Баженов, П. А. Грачев. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 152 с.

40. Гринчук, А. С. Повышение эффективности утилизационных ПГУ за счет применения промежуточного перегрева пара / А. С. Гринчук // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2008. – № 5. – С. 78–86.

41. Повышение энергетической эффективности переработки сероводородсодержащих газов с использованием сероводорода для выработки энергии и закачки сернистых соединений в пласт / Т. Г. Семиколонов, Н. Н. Клименко, В. А. Ведин [и др.] // Газохимия. – 2011. – № 2. – С. 60–64.

42. Лабейш, В. Г. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии / В. Г. Лабейш. – СПб. : СЗТУ, 2003. – 79 с.
43. Яковлев, Б. В. Эффективность современных энергоустановок ТЭС / Б. В. Яковлев, А. С. Гринчук // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2007. – № 1. – С. 41–51.
44. Иващенко, Е. Ю. Технологии утилизации тепловых отходов / Е. Ю. Иващенко. – Минск : БНТУ, 2014. – 108 с.
45. Капелович, Б. Э. Эксплуатация паротурбинных установок / Б. Э. Капелович. – М. : Энергия, 1975. – 288 с.
46. Трухний, А. Д. Стационарные паровые турбины / А. Д. Трухний. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 640 с.
47. Лосев, С. М. Паровые турбины и конденсационные устройства / С. М. Лосев. – М.–Л. : Энергия, 1964. – 376 с.
48. Тезиков, А. Д. Производство и применение сухого льда / А. Д. Тезиков. – М. : Гос. изд-во торговой лит., 1960. – 128 с.
49. Пименова, Т. Ф. Производство и применение сухого льда, жидкого и газообразного диоксида углерода / Т. Ф. Пименова. – М. : Легкая и пищевая пром-сть, 1982. – 208 с.
50. Приходько, С. В. Повышение эффективности систем улавливания диоксида углерода из дымовых газов котельных установок : дис. ... канд. техн. наук : 03.02.08 / Приходько С. В. – М., 2013. – 110 л.
51. Fernández-García, A. Parabolic-trough solar collectors and their applications / A. Fernández-García [et al.] // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2010. – Vol. 14. – P. 1695–1721.
52. Delgado-Torres, A. M. Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC) / A. M. Delgado-Torres, L. Garcia-Rodriguez // Energy Conversion and Management. – 2010. – Vol. 51. – P. 2846–2856.
53. Rentizelas, A. Comparative techno-economic analysis of ORC and gasification for bioenergy applications / A. Rentizelas, S. Karellas, E. Kakaras, P. Tatsiopoulou // Energy Conversion and Management. – 2009. – Vol. 50, № 3. – P. 674–681.
54. Куфтов, А. Ф. Перспективы применения твердых топлив из биомассы / А. Ф. Куфтов, Ю. С. Кузьмина // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана. – 2011. – № 13. – С. 54–60.
55. Quoilin, S. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems / S. Quoilin, M. Van den Broek, S. Declaye, P. Dewallet // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2013. – Vol. 22. – P. 168–186.

56. Седнин, В. А. Параметрическая оптимизация парогазовой установки на биомассе / В. А. Седнин, А. И. Левшеня // Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. Энергетика. – 2013. – № 6. – С. 72–79.
57. Огуречников, Л. А. Геотермальные ресурсы в энергетике / Л. А. Огуречников // Альтернативная энергетика и экология. – 2005. – № 11. – С. 58–66.
58. DiPippo, R. Second Law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids / R. DiPippo // Geothermics. – 2004. – Vol. 33. – P. 565–586.
59. Kanoglu, M. Performance and parametric investigation of a binary geothermal power plant by exergy / M. Kanoglu, A. Bolatturk // Renewable Energy. – 2008. – Vol. 33. – P. 2366–2374.
60. Yari, M. Exergetic analysis of various types of geothermal power plants / M. Yari // Renewable Energy. – 2010. – Vol. 35. – P. 112–121.
61. Shengjun, Z. Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation / Z. Shengjun, W. Huaixin // Applied Energy. – 2011. – Vol. 88. – P. 2740–2754.
62. Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of diesel engine (DE) / G. Yu, G. Shu, H. Wei, H. Tian // Energy. – 2013. – Vol. 51. – P. 281–290.
63. Bombarda, P. Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles / P. Bombarda, C. M. Invernizzi, C. Pietra // Applied Thermal Engineering. – 2010. – Vol. 30. – P. 212–219.
64. Srinivasan, K. K. Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an Organic Rankine Cycle / K. K. Srinivasan, P. J. Mago, S. R. Krishnan // Energy. – 2010. – Vol. 35. – P. 2387–2399.
65. Sprouse, C. Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery / C. Sprouse, C. Depcik // Applied Thermal Engineering. – 2013. – Vol. 51. – P. 711–722.
66. Дологлонян, А. В. Выбор рабочего тела и оптимизация параметров органического цикла Ренкина / А. В. Дологлонян, В. Т. Матвеев // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2019. – № 5. – С. 139–150.
67. Optimal Performance Characteristics of Subcritical Simple Irreversible Organic Rankine Cycle / W. Chen, H. Feng, L. Ghen, S. Xia // Journal of Thermal Science. – 2018. – Vol. 27. – P. 555–562.

68. Xu, P. Thermodynamic optimization and fluid selection of organic Rankine cycle driven by a latent heat source / P. Xu [et al.] // Journal of Central South University. – 2017. – Vol. 24. – P. 2829–2841.

69. Simultaneous optimization of multiparameters on a subcritical organic Rankine cycle system for low-grade waste heat recovery / L. Zhang, C. Li, Y. Li, C. Wu // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2019. – Vol. 33. – P. 447–458.

70. Седнин, В. А. Параметрический анализ влияния свойств рабочего тела на энергетические показатели парогазовых установок на МВТ / В. А. Седнин, Д. Л. Кушнер, Е. В. Белаш // Наука – образованию, производству, экономике : материалы 12-й Междунар. науч.-техн. конф. – Минск : БНТУ, 2014. – Т. 1. – С. 111–112.

71. Алтунин, В. В. Теплофизические свойства двуокиси углерода / В. В. Алтунин. – М. : Изд-во стандартов, 1975. – 546 с.

72. Варгафтик, Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н. Б. Варгафтик. – М. : Наука, 1972. – 720 с.

73. Томановская, В. Ф. Фреоны. Свойства и применение / В. Ф. Томановская, Б. Е. Колотова. – Л. : Изд-во Химия, 1970. – 182 с.

74. Бабакин, Б. С. Хладагенты, масла, сервис холодильных систем : монография / Б. С. Бабакин. – Рязань : Узорочье, 2003. – 470 с.

75. Озобезопасные хладагенты / О. Б. Цветков, А. В. Бараненко, Г. Л. Пятаков [и др.] // Холодильная техника. – 2014. – № 3. – С. 98–111.

76. Абдульманов, Х. А. Влияние фреонов метанового ряда на озоновый слой. О реабилитации фреона 12 / Х. А. Абдульманов, Е. А. Седымова // Вестник Камчатского государственного технического университета. – 2002. – № 1. – С. 59–63.

77. Сывороткин, В. Л. Экологические угрозы Монреальского протокола / В. Л. Сывороткин // Пространство и Время. – 2014. – № 4 (18). – С. 211–221.

78. Protocole de Kyoto // Bull. HF. – 1998. – Vol. 78, № 2. – P. 6–13.

79. Цветков, О. Б. Фреоны. Холодильные агенты – в киотском протоколе значатся / О. Б. Цветков // Холодильная техника. – 2005. – № 1. – С. 8 – 11.

80. Калнинь, И. М. Возможные пути развития холодильной техники в условиях выполнения требований киотского протокола / И. М. Калнинь // Холодильная техника. – 2005. – № 1. – С. 12–13.

81. Системы холодильные и тепловые насосы. Требования безопасности и охраны окружающей среды. Часть 1. Основные требования, определения, классификация и критерии выбора (EN 378-

1:2008+A2:2012, IDT) : ГОСТ EN 378-1-2014. – Введ. 01.02.2016. – М. : Стандартинформ, 2014. – 58 с.

82. Цветков, О. Б. Постпарижский синдром устойчивого развития техники низких температур / О. Б. Цветков, Ю. А. Лаптев // Холодильная техника. – 2016. – № 4. – С. 19–22.

83. Федосов, С. В. Анализ и выбор экологически безопасных хладагентов для систем теплоснабжения зданий воздушными тепловыми насосами / С. В. Федосов, В. Н. Федосеев, И. А. Зайцева // Современные наукоемкие технологии. Региональное приложение. – 2020. – № 1. – С. 120–129.

84. Выбор хладагента и схемы холодильной установки / Е. А. Ротгольц, В. В. Оносовский, В. С. Калюков, И. К. Акчурин, И. К. Акчурин // Холодильная техника. – 2004. – № 7. – С. 2–7.

85. Каптелов, К. А. Холодильные установки супермаркетов на природных хладагентах / К. А. Каптелов // Холодильная техника. – 2003. – № 1. – С. 37–39.

86. Синтетические холодильные агенты, регулируемые Киотским протоколом / О. Б. Цветков, А. В. Бараненко, Ю. А. Лаптев [и др.] // Холодильная техника. – 2015. – № 4. – С. 1–8.

87. Цветков, О. Б. Холодильные агенты / О. Б. Цветков. – СПб. : СПбГУНиПТ, 2003. – 216 с.

88. Федосов, С. В. Анализ и выбор экологически безопасных хладагентов для систем теплоснабжения зданий воздушными тепловыми насосами / С. В. Федосов, В. Н. Федосеев, И. А. Зайцева // Современные наукоемкие технологии. Региональное приложение. – 2020. – № 1 (61). – С. 120–129.

89. Маринюк, Б. Т. Экологические безопасные хладоносители, особенности применения, свойства / Б. Т. Маринюк, В. П. Баранник // Холодильная техника. – 2004. – № 3. – С. 12–13.

90. Холодильные машины / А. В. Бараненко, Н. Н. Бухарин, В. И. Пекарев [и др.] ; под общ. ред. Л. С. Тимофеевского. – СПб. : Политехника, 1997. – 992 с.

91. Дячек, П. И. Холодильные машины и установки / П. И. Дячек. – Ростов н/Д. : Феникс, 2007. – 424 с.

92. Беляева, О. В. Анализ холодильного цикла на природных хладагентах – заменителях R12, R13, и R22 / О. В. Беляева, А. Ж. Гребеньков, Б. Д. Тимофеев // Холодильная техника. – 2003. – № 3. – С. 12–17.

93. Цветков, О. Б. Глобальное потепление и холодильная альтернатива / О. Б. Цветков // Холодильная техника. – 2003. – № 3. – С. 9–12.

94. Малафеев, И. И. Рабочие тела высокотемпературных тепловых насосов. Современное состояние вопроса и направления развития / И. И. Малафеев, Г. А. Ильин, К. С. Крысанов // Известия МГТУ «МАМИ». – 2014. – № 3. – С. 53–58.

95. Кальнин, И. М. Проблемы выбора рабочего вещества для применения в высокотемпературных тепловых насосах / И. М. Кальнин, И. И. Малафеев // Холодильная техника. – 2014. – № 12. – С. 21–24.

96. Целиков, В. Н. О регулировании производства гидрофторуглеродов в Российской Федерации / В. Н. Целиков // Холодильная техника. – 2014. – № 7. – С. 4–11.

97. A thermodynamic analysis of refrigerants: Possibilities and tradeoffs for low-GWP refrigerants. International Journal of Refrigeration / M. Richter, A. F. Kazakov, J. S. Brown, P. A. Damanski // International Journal of Refrigeration. – 2014. – Vol. 38. – P. 80–92.

98. Richter, M. Thermodynamic Properties of 2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf): Vapor Pressure and p–p–T Measurements and an Equation of State / M. Richter, M. O. McLinden, E. W. Lemmon // Journal of Chemical & Engineering. – 2011. – Vol. 56. – P. 3254–3264.

99. Chen, H. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat / H. Chen, D. Y. Goswami, E. K. Stefanakos // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2010. – Vol. 14. – P. 3059–3067.

100. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles / B. Saleh, G. Koglabauer, M. Wendland, J. Fischer // Energy. – 2007. – Vol. 32. – P. 1210–1221.

101. Drescher, U. Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants / U. Drescher, D. Brüggemann // Applied Thermal Engineering. – 2007. – Vol. 27. – P. 223–228.

102. Fluid selection for a lowtemperature solar organic Rankine cycle / B. F. Tchanche, G. Paradakis, G. Lambrions, A. Frangoudakis // Applied Thermal Engineering. – 2009. – Vol. 29. – P. 2468–2476.

103. Mikielwicz, D. A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP / D. Mikielwicz, J. Mikielwicz // Applied Thermal Engineering. – 2010. – Vol. 30. – P. 2357–2362.

104. Lakew, A. A. Working fluids for low-temperature heat source / A. A. Lakew, O. Bolland // Applied Thermal Engineering. – 2010. – Vol. 30. – P. 1262–1268.

105. Утилизация сбросной теплоты технологических процессов промышленного предприятия с целью выработки электроэнергии / А. Л. Шубенко, Н. Ю. Бабак, А. В. Сенецкий, В. А. Маляренко // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2012. – № 7. – С. 23–29.

106. Шубенко, А. Л. Реализация каскадных тепловых схем с применением турбин на низкокипящих рабочих телах / А. Л. Шубенко [и др.] // Вестник Национального технического университета «ХПИ» : сб. науч. тр. Темат. вып.: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – 2013. – № 12. – С. 24–29.

107. Геотермальные электростанции (ГеоТЭС). Условия создания. Нормы и требования : СТО 70238424.27.100.060-2009. – Введ. 2010-01-29. – М. : ИНВЭЛ, 2009. – 36 с.

108. Шерстюк, А. В. Оценка процедуры ретрофита хладагента в холодильных машинах и тепловых насосах на основе термодинамического анализа / А. В. Шерстюк, Э. Г. Братута, Х. Э. Харлампики // Вестник Казанского технологического университета. – 2013. – № 9. – С. 97–100.

109. Самсоненков, А. Е. Поиск альтернативных хладагентов для повышения эффективности и экологичности комбинированной УКВ / А. Е. Самсоненков // Молодежный научно-технический вестник. – 2016. – № 8. – С. 7–11.

110. Перельштейн, И. И. Базовая система обобщенных уравнений для расчета и прогнозирования термодинамических свойств хладагентов / И. И. Перельштейн, Е. Н. Рура // Холодильная техника. – 1995. – № 1. – С. 19–22.

111. Бабакин, Б. С. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе / Б. С. Бабакин, В. И. Стефанчук, Е. Е. Ковтунов. – М. : Колос, 2000. – 160 с.

112. Геотермальные электростанции (ГеоТЭС). Условия создания. Нормы и требования: СТО 70238424.27.100.060-2009. – Введ. 2010-01-29. – М. : ИНВЭЛ, 2009. – 36 с.

113. Бадылькес, И. С. Холодильная техника. Энциклопедический справочник. Т. 1. Техника производства искусственного холода / И. С. Бадылькес, Е. З. Бухтер, Б. С. Вейнберг. – Л. : Госторгиздат, 1960. – 544 с.

114. Plank, R. Handbuch der Kältetechnik, Bd. 4 / R. Plank [usw.]. – Berlin : Springer-Verlag, 1959. – 490 с.

115. On the role of working fluid properties in Organic Rankine Cycle performance / M. Z. Stijepovic, P. Linke, A. Papadopoulos, A. Grujic // Applied Thermal Engineering. – 2012. – Vol. 36. – P. 406–413.

116. Wang, Z. Q. Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat / Z. Q. Wang, N. J. Zhou, X. Y. Wang // Energy. – 2012. – Vol. 40. – P. 107–115.

117. Performance Analysis and Working Fluid Selection of a Supercritical Organic Rankine Cycle for Low Grade Waste Heat Recovery / H. Gao, C. Liu, C. He [et al.] // Energies. – 2012. – Vol. 5. – P. 3233–3247.

118. Ho, T. Comparison of the Organic Flash Cycle (OFC) to other advanced vapor cycles for intermediate and high temperature waste heat reclamation and solar thermal energy / T. Ho, S. S. Mao, R. Greif // Energy. – 2012. – Vol. 42. – P. 213–223.

119. Ho, T. Increased power production through enhancements to the Organic Flash Cycle (OFC) / T. Ho, S. S. Mao, R. Greif // Energy. – 2012. – Vol. 45. – P. 686–695.

120. Span, R. Equations of State for Technical Applications. I. Simultaneously Optimized Functional Forms for Nonpolar and Polar Fluids / R. Span, W. Wagner // International Journal of Thermophysics. – 2003. – Vol. 24. – P. 1–39.

121. Papadopoulos, A. I. On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles / A. I. Papadopoulos, M. Z. Stijepovic, P. Linke // Applied Thermal Engineering. – 2010. – Vol. 30. – P. 760–769.

122. Базаев, А. Р. Исследование термодинамических свойств смесей технически важных веществ как эффективных теплоносителей в энергетических установках / А. Р. Базаев // Azerbaijan Journal of Physics: «Fizika». – 2007. – Vol. XIII, № 1/2. – С. 57–60.

123. Ибраев, А. М. Теоретические основы холодильной техники: монография / А. М. Ибраев, А. А. Сагдеев. – Нижнекамск : Нижнекам. химико-технол. ин-т ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2012. – 124 с.

124. Овсянник А. В. Турбодетандерные установки на низкокипящих рабочих телах / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2021. – № 1 (64). – С. 65–77.

125. 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. – № 042005.

126. Тригенерационный энергокомплекс на низкокипящих рабочих телах / Е. Г. Шадек, Б. И. Маршак, И. Н. Крыкин, А. Н. Блинов // Энергосбережение. – 2015. – № 5. – С. 58–72.

127. Аршуков, А. И. Тригенерация энергии в турбодетандерных фреоновых установках с использованием вторичных энергетических ресурсов на сверхкритических параметрах / А. И. Аршуков, П. А. Ковальчук // Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления : материалы XVIII Междунар. науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых, Гомель, 26–27 апр. 2018 г. / М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого ; под общ. ред. А. А. Бойко. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2018. – С. 199–201.

128. Marques, A. Energy, exergy, and exergoeconomic evaluations of a micro-trigeneration system / A. Marques, M. Carvalho, A. Lourençov, C. Cabral dos Santos // J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng. – 2020. – № 42.

129. Овсянник, А. В. Разработка компьютерной программы для оптимизации параметров низкокипящего рабочего тела в турбодетандерной установке / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2020. – № 3/4. – С. 108–115.

130. Овсянник, А. В. Моделирование и эксергетический анализ тригенерационных турбодетандерных установок / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // Актуальные проблемы энергетики и экологии : материалы междунар. конф., Одесса, 29–30 сент. 2020 г. / М-во образования и науки Украины, Одес. нац. акад. пищевых технологий ; под общ. ред. О. С. Титлова. – Одесса, 2020. – С. 128–131.

131. Ключинский, В. П. Разработка компьютерной программы для оптимизации параметров низкокипящего рабочего тела в турбодетандерной установке / В. П. Ключинский // Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления : материалы XX Междунар. науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых, Гомель, 23–24 апр. 2020 г. / М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого ; под общ. ред. А. А. Бойко. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2020. – С. 130–132.

132. Овсянник, А. В. Термодинамический анализ и оптимизация параметров вторичного перегрева в турбодетандерных установках на низкокипящих рабочих телах / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский //

Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2021. – № 2 (64). – С. 164–177.

133. Овсянник А. В. Выбор, расчет и термодинамический анализ турбоустановок на органическом цикле Ренкина / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2022. – № 1 (65). – С. 76–88.

134. Овсянник, А. В. Влияние теплофизических свойств хладагентов на термодинамическую эффективность органического цикла Ренкина / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2021. – № 4. – С. 100–105.

135. Ovsyannik, A. V. Calculation of technical and economic indicators of turbine units at ORC with low-boiling working fluids at supercritical parameters / A. V. Ovsyannik, V. P. Kliuchinski // Scientific research of the SCO countries: synergy and integration. – Beijing : Scientific publishing house Infinity, 2023. – С. 149–156.

136. Кудрин, Б. И. Новые тенденции в тригенерационных технологиях / Б. И. Кудрин, В. С. Кожиченков // Энергосовет. – 2011. – № 4. – С. 36–39.

137. Кокорин, О. Я. Энергетические и экономические преимущества объединения автономных источников теплоснабжения зданий с источниками холодоснабжения систем кондиционирования воздуха / О. Я. Кокорин, И. Е. Левин // Холодильная техника. – 2003. – № 1. – С. 6–9.

138. Ситников, В. В. Новые детандер-генераторные установки ГП НКПГ «Зоря»-«Машпроект» как один из путей экономии энергетических ресурсов / В. В. Ситников // Наукові праці. – 2006. – № 61. – С. 236–243.

139. Степанец, А. А. Об эффективности детандер-генераторных агрегатов в тепловой схеме ТЭЦ / А. А. Степанец; под ред. А. Д. Трухня // Энергетика. – 1999. – № 4. – С. 24–32.

140. Степанец, А. А. Энергосберегающие турбодетандерные установки / А. А. Степанец ; под ред. А. Д. Трухня – М. : Недра-Бизнесцентр, 1999. – 258 с.

141. Агабабов, В. С. Оценка эффективности использования детандер – генераторных агрегатов для получения электроэнергии / В. С. Агабабов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2001. – № 2. – С. 13–18.

142. Трухний, А. Д. Термодинамические основы использования утилизационных турбодетандерных установок / А. Д. Трухний // Вестник МЭИ. – 1999. – № 5. – С. 62–66.

143. Агабабов, В. С. Бестопливные установки для производства электроэнергии, теплоты и холода на базе детандер-генераторных агрегатов / В. С. Агабабов // Новости теплоснабжения. – 2009. – № 1. – С. 48–50.

144. Клименко, А. В. Возможность производства холода и дополнительной электроэнергии на тепловой электростанции / А. В. Клименко, В. С. Агабабов, П. Н. Борисова // Теплоэнергетика. – 2017. – № 6. – С. 30–37.

145. Агабабов, В. С. О применении детандер-генераторных агрегатов в газовой промышленности / В. С. Агабабов // Энергосбережение и энергосберегающие технологии в энергетике газовой промышленности : сб. материалов НТС ОАО «Газпром». – 2001. – № 2. – С. 50–53.

146. Генерация холода с применением детандер-генераторных агрегатов / А. В. Клименко, В. С. Агабабов, А. В. Корягин, Ю. О. Байдакова // Теплоэнергетика. – 2016. – № 5. – С. 37–44.

147. Патент 46565 Российская Федерация, МПК F25B 11/02 ; F01K 27/00. Установка для получения электроэнергии, теплоты и холода : № 2005102535/22 ; заявлено 03.02.2005 ; опубл. 10.07.2005 / Агабабов В. С., Архарова А. Ю., Малафеева Н. В. ; заявитель и патентообладатель ГОУВПО «МЭИ (ТУ)». – 4 с. : ил.

148. Патент 43630 Российская Федерация, МПК F25B 11/02. Установка для получения электроэнергии, теплоты и холода : № 2004129095/22 ; заявлена 06.10.2004 ; опубл. 27.01.2005 / Агабабов В. С., Архарова А. Ю., Малафеева Н. В. ; заявитель и патентообладатель ГОУВПО «МЭИ (ТУ)». – 4 с. : ил.

149. Седнин, В. А. Анализ и параметрическая оптимизация энерготехнологических систем на базе компрессорных станций магистральных газопроводов / В. А. Седнин, А. А. Абразовский // Глобальная энергетика: партнерство и устойчивое развитие стран и технологий : сб. науч.-практ. конф. в рамках Форума проектов программ Союз. государства – VI Форума вузов инженер.-технол. профиля, Минск, 24–28 окт. 2017 г. – Минск : БНТУ, 2018. – С. 120–123.

150. Алтунджи, С. В. Производство и применение жидкой углекислоты / С. В. Алтунджи, В. В. Бухарин, Е. А. Добкина. – М. : Пищепромиздат, 1959. – 208 с.

151. Нижников, А. А. Эксергетический анализ теплоутилизационной установки с детандером на основе озонобезопасных фреонов / А. А. Нижников, А. В. Овсянник // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2017. – № 4. – С. 102–108.

152. Нижников, А. А. Теплоутилизационные установки с детандером на основе озонобезопасных хладагентов / А. А. Нижников // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2016. – № 3. – С. 53–58.

153. Пятничко, В. А. Утилизация низкопотенциального тепла для производства электроэнергии с использованием пентана в качестве рабочего тела / В. А. Пятничко, Т. К. Крушневич, А. И. Пятничко // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2003. – № 4. – С. 3–6.

154. Экономическая эффективность утилизации низкопотенциальных вторичных энергетических ресурсов посредством установки турбины на низкокипящем рабочем теле / А. Л. Шубенко, Н. Ю. Бабак, М. И. Роговой, А. В. Сенецкий // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2010. – № 6. – С. 12–22.

155. Ключинский, В. П. Тригенерационные турбодетандерные установки на основе низкокипящих рабочих тел / В. П. Ключинский // Беларусь в современном мире : материалы XII Междунар. науч. конф. студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых, Гомель, 16–17 мая 2019 г. / М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого, Гомел. обл. орг. о-ва «Знание» ; под общ. ред. В. В. Кириенко. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2019. – С. 329–331.

156. Овсянник, А. В. Турбодетандерные установки на низкокипящих рабочих телах / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // XVI Минский международный форум по тепло- и массообмену : тез. докл. и сообщений, Минск, 16–19 мая 2022 г. – Минск : Ин-т тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова НАН Беларуси, 2022. – С. 1057–1061.

157. Овсянник, А. В. Термодинамический анализ и оптимизация параметров низкокипящего рабочего тела в турбодетандерной установке / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // СПТЭ-2020 : материалы III Междунар. конф. «Современные проблемы теплофизики и энергетики», Москва, 19–23 окт. 2020 г. / Нац. исслед. ун-т МЭИ ; редкол.: А. И. Леонтьев. – М., 2020. – С. 620–621.

158. Овсянник, А. В. Тригенерация энергии в турбодетандерных установках на диоксиде углерода / А. В. Овсянник // Современные проблемы машиноведения : материалы XII Междунар. науч.-техн. конф. (науч. чтения, посвящ. П. О. Сухому), Гомель, 22–23 нояб. 2018 г. / М-во образова-

ния Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого, Филиал ПАО «Компания «Сухой» ОКБ «Сухого» ; под общ. ред. А. А. Бойко. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2018. – С. 237–239.

159. Овсянник, А. В. Турбодетандерная установка на диоксиде углерода с производством жидкой и газообразной углекислоты / А. В. Овсянник // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2019. – № 1. – С. 77–87.

160. Тригенерация энергии в турбодетандерных установках на диоксиде углерода с двукратным перегревом / А. В. Овсянник, А. И. Аршуков, П. А. Ковальчук, В. П. Ключинский // СПТЭ-2020 : материалы III Междунар. конф. «Современные проблемы теплофизики и энергетики», Москва, 19–23 окт. 2020 г. / Национальный исследовательский университет МЭИ ; редкол.: А. И. Леонтьев [и др.]. – М., 2020. – С. 621–623.

161. Овсянник, А. В. Термодинамическая оптимизация установки для производства углекислоты как элемента тригенерационной турбоустановки на органическом цикле Ренкина / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2021. – № 1. – С. 61–68.

162. Trigeneration units on carbon dioxide with two-time overheating with installation of turbo detainer and recovery boiler / A. V. Ovsyannik, P. A. Kovalchuk, A. I. Arshukov, V. P. Kliuchinski // Journal of Physics: Conference Series. – 2020. – Vol. 1683. – № 042010.

163. Тригенерационные установки на диоксиде углерода с двукратным перегревом с установкой турбодетандера и котла-утилизатора / А. В. Овсянник, А. И. Аршуков, П. А. Ковальчук, В. П. Ключинский // XVI Минский международный форум по тепло- и массообмену : тез. докл. и сообщений, Минск, 16–19 мая 2022 г. – Минск : Ин-т тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова НАН Беларуси, 2022. – С. 1053–1057.

164. Сажин, Б. С. Эксергетический метод в химической технологии / Б. С. Сажин, А. П. Булеков. – М. : Химия, 1992. – 208 с.

165. Трубаев, П. А. Термодинамический и эксергетический анализ теплотехнологических систем / П. А. Трубаев, П. В. Беседин, Е. А. Зайцев. – Белгород : Изд-во БГТУ им. В. Г. Шухова, 2009. – 104 с.

166. Шаргут, Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела ; под ред. В. М. Бродянского. – М. : Энергия, 1968. – 279 с.

167. Вопросы термодинамического анализа : сб. ст. зарубеж. авторов по вопросам термодинам. анализа / под ред. В. М. Бродянского. – М. : Мир, 1965. – 251 с.

168. Ятновский, Е. И. Потоки энергии и эксергии / Е. И. Ятновский. – М. : Наука, 1988. – 144 с.
169. Сажин, Б. С. Эксергетический анализ работы промышленных установок / Б. С. Сажин, А. П. Булеков, В. Б. Сажин. – М. : Моск. гос. текстил. ун-т им. А. Н. Косыгина, 2000. – 297 с.
170. Лейтес, И. Л. Теория и практика химической энерготехнологии / И. Л. Лейтес, М. Х. Сосна, В. П. Семенов. – М. : Химия, 1988. – 280 с.
171. Сидельковский, Л. Н. Эксергетические балансы огнетехнических установок / Л. Н. Сидельковский, Э. Я. Фальков. – М. : МЭИ, 1967. – 56 с.
172. Термогазодинамический расчет газотурбинных силовых установок : монография / В. М. Дорофеев, Н. В. Первышин, С. А. Свatenко, Б. Д. Фишбейн. – М. : Машиностроение, 1973. – 144 с.
173. Александров, А. А. Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок / А. А. Александров. – М. : Изд-во МЭИ, 2004. – 159 с.
174. Ривкин, С. Л. Термодинамические свойства газов / С. Л. Ривкин. – 4-е изд. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 288 с.
175. Lemmon, E. REFPROP Documentation / E. Lemmon, M. O. McLinden. – Boulder : National Institute of Standards and Technology, 2018. – 131 p.
176. Ключинский, В. П. Применение ГТУ как способ повышения эффективности работы ТЭЦ в межтопительный период на примере Гомальской ТЭЦ-2 : дис. ... магистра техн. наук / Ключинский Владислав Петрович. – Гомель, 2018. – 86 л.
177. Данилец, Л. А. Методика определения полноты сгорания газообразного топлива в газотурбинных установках методом анализа проб / Л. А. Данилец // Научно-технические ведомости СПбПУ. – 2010. – № 2. – С. 184–189.
178. Овсянник, А. В. Тригенерация энергии в турбодетандерных установках на диоксиде углерода / А. В. Овсянник, Н. А. Вальченко, П. А. Ковальчук, А. И. Аршуков // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2019. – № 2. – С. 41–51.
179. Родатис, К. Ф. Справочник по котельным установкам малой производительности / К. Ф. Родатис, А. Н. Полтарацкий ; под ред. К. Ф. Родатиса. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 488 с.
180. Хуторецкий, Г. М. Проектирование турбогенераторов. / Г. М. Хуторецкий, М. И. Токов, Е. В. Толвинская. – Л. : Энергоиздат, 1987. – 256 с.
181. Арсеньев, Л. В. Комбинированные установки с газовыми турбинами / Л. В. Арсеньев, В. Г. Тырышкин. – Л. : Машиностроение, 1982. – 247 с.

182. Котлы утилизаторы и котлы энерготехнологические : отраслевой справ. / ведущий ред. Л. М. Фомичева. – М. : Нииэинформ-энергомаш, 1985. – 84 с.

183. Кудинов, А. А. Энергосбережение в теплогенерирующих установках : монография / А. А. Кудинов. – Ульяновск : УлГТУ, 2000. – 139 с.

184. Тепловые и атомные электростанции : справочник / под общ. ред. А. В. Клименко, В. М. Зорина. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : МЭИ, 2003. – 648 с.

185. Шарапов, В. И. Повышение эффективности систем регенерации турбин ТЭЦ : монография / В. И. Шарапов, М. М. Замалеев. – Ульяновск : ЦлГТУ, 2009. – 289 с.

186. Quoilin, S. Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications / S. Quoilin. – Liège : Faculty of Applied Science of the University of Liège (Belgium), 2011. – 183 p.

187. Хуторецкий, Г. М. Проектирование турбогенераторов / Г. М. Хуторецкий, М. И. Токов, Е. В. Толвинская. – Л. : Энергоиздат, 1987. – 256 с.

188. Баженов, П. И. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Баженов, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. – М. : Машиностроение, 1989. – 362 с.

189. Основы холодильной техники / А. Е. Береснев, В. С. Бурак, Ю. М. Воробьев [и др.] ; под общ. ред. Л. Д. Акимовой. – М. : Холодил. техника, 1996. – 142 с.

190. Степанов, Л. И. Центробежные и осевые насосы / Л. И. Степанов ; под ред. В. И. Поликовского. – М. : Гос. науч.-техн. изд-во машиностр. лит., 1960. – 468 с.

191. Васильев, Ю. С. Оптимизация проточной части турбомашин (на примере центробежных компрессоров) / Ю. С. Васильев, Ю. Б. Галеркин, К. В. Солдатова // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2011. – № 9-10. – С. 105–117.

192. Холодильные компрессоры / А. В. Быков, Э. М. Бежанишеили, И. М. Калнин [и др.] ; под ред. А. В. Быкова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Колос, 1992. – 304 с.

193. Фираго, Б. И. КПД асинхронного электродвигателя при частотном управлении с различными видами нагрузок / Б. И. Фираго, Л. Павлячик // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2001. – № 3. – С. 52–59.

194. Государственный климатический кадастр : справ. по климату Беларуси. Ч. I. Температура воздуха и почвы. – Минск : Респ. центр по гидрометеорологии, контролю радиоактивного загрязнения и мониторингу окружающей среды», 2017. – 85 с.

195. Овсянник, А. В. Тригенерационные турбоустановки на основе низкокипящих рабочих тел / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2022. – № 3 (65). – С. 263–275.

196. Organic Rankine cycle systems: A techno-economic overview / V. Broek, S. Quoilin, S. Declaye, V. Lemort // European Metallurgical Conference, 2013. – P. 833–844.

197. Самоявчев, И. С. Оценка экономических показателей проекта применения ОЦР-установок в окрасочных цехах автомобильного производства Горьковского автомобильного завода / И. С. Самоявчев // Интеллектуальная электротехника. – 2018. – № 4. – С. 35–42.

198. Ковалев, И. Л. Экономические аспекты проектирования, строительства и эксплуатации мини-ТЭЦ в Беларуси / И. Л. Ковалев, Л. И. Ковалев // Проблемы региональной энергетики. – 2013. – № 2. – С. 93–107.

199. Ключинский, В. П. Термодинамический и технико-экономический анализ тригенерационных установок на органическом цикле Ренкина / В. П. Ключинский, А. В. Овсянник // Вестник Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого. – 2022. – № 1. – С. 80–89.

200. Овсянник А. В. Техничко-экономический анализ полигенерационных турбоустановок на основе диоксида углерода / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2023. – № 4 (66). – С. 387–400.

201. Повышение эффективности работы парогазовой ТЭС за счет промежуточного перегрева водяного пара : дис. ... канд. техн. наук : 05.14.14 / Хусаинов Кирилл Русланович ; Самар. гос. техн. ун-т. – Иваново, 2017. – 151 с.

202. Истомин, В. Н. Оценка стоимости строительства и эксплуатации электростанций / В. Н. Истомин. – М. : Lahmeyer international, 2009. – 40 с.

203. Technical and economical analysis of a solar–geothermal hybrid plant based on an Organic Rankine Cycle / M. Astolfi, L. Xodo, M. C. Romano, E. Macchi // Geothermics. – 2011. – № 1. – P. 58–68.

204. Economic Analysis of organic rankine cycle using R123 and R245FA as working fluids and a demonstration project report / X. Zhang, M. Cao, X. Yang [et al.] // *Applied Sciences*. – 2019. – Vol. 288. – № 902288.

205. Baral, S. Simulation, Validation and Economic Analysis of Solar Powered Organic Rankine Cycle for Electricity Generation / S. Baral, K. Kim // *Journal of Clean Energy Technologies*. – 2015. – № 1. – P. 62–67.

206. Drescher, U. Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants / U. Drescher, D. Brüggemann // *Applied Thermal Engineering*. – 2007. – № 1. – P. 223–228.

207. Mago, P. Performance analysis of different working fluids for use in organic rankine cycles / P. Mago, L. Chamra, C. Somayaji // *Journal of Power and Energy*. – 2007. – № 2. – P. 221–225.

208. Development and characterization of small-scale ORC system using scroll expander / E. Yun, H. Kim, S. Yoon, K. Kim // *Applied Mechanics and Materials*. – 2013. – Vol. 291. – P. 1627–1630.

209. Разработка методических основ и моделей оценки влияния уровня развития паротурбинных технологий на технико-экономические показатели эксплуатации высокотемпературных угольных энергоблоков / И. И. Комаров ; ФГБОУВО Нац. исслед. ун-т «МЭИ». – М., 2016. – 223 с.

210. Сахин, В. В. Устройство и действие энергетических установок / В. В. Сахин. – СПб. : Балт. гос. техн. ун-т, 2015. – 172 с.

211. Арсеньев, Г. В. Турбины тепловых и атомных электрических станций / Г. В. Арсеньев, А. Г. Костюк, В. В. Фролов / под ред. А. Г. Костюка, В. В. Фролова. – 2-е изд., перераб. и допол. – М. : МЭИ, 2001. – 488 с.

212. Hong, C. Power plant economic analysis: maximizing lifecycle profitability by simulating preliminary design solutions of steam-cycle conditions / C. Hong, E. Lee // *Energies*. – 2018. – № 11. – № 11092245.

213. Трухний, А. Д. Современная теплоэнергетика / А. Д. Трухний, А. А. Макаров, В. В. Клименко. – М. : МЭИ, 2002. – 368 с.

214. Имамов, Л. М. Сравнение абсорбционных холодильных машин с парокомпрессионными / Л. М. Имамов, Р. М. Сайтов // *Инновационная наука*. – 2017. – № 12. – С. 42–46.

215. Декларация об уровне тарифов на электрическую энергию, отпускаемую республиканскими унитарными предприятиями электроэнергетики ГПО «Белэнерго» для юридических лиц и индивидуальных предпринимателей от 29.01.2021 г. – Минск, 2021. – 3 с.

216. Об установлении тарифов на тепловую энергию, отпускаемую республиканскими унитарными предприятиями электроэнергетики государственного производственного объединения электроэнергетики «Белэнерго» : постановление М-ва антимонопол. регулирования и торговли Респ. Беларусь от 8 сент. 2017 г. № 49: в ред. постановлений от 17 апр. 2020 г. № 31 и от 4 апр. 2021 г. № 1.

217. Шепель, В. С. Технико-экономическое исследование энергоблоков с суперкритическими параметрами и установками серо- и азотоочистки : дис. ... канд. техн. наук : 05.14.14 / Шепель Виталий Сергеевич. – Новосибирск, 2013. – 111 л.

218. Беляев, Л. С. Проблемы электроэнергетического рынка / Л. С. Беляев. – Новосибирск : Наука, 2009. – 296 с.

219. Об установлении нормативных сроков службы основных средств : Постановление М-ва экономики Респ. Беларусь от 30 сент. 2011 г. – № 161 8/24359 – Минск, 2011. – 62 с.

220. Овсянник, А. В. Экономическое обоснование использования сверхкритических параметров рабочего тела в тригенерационных установках на ОЦР / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // Сборник тезисов докладов XIII Всеукраинской научно-технической конференции «Современные проблемы холодильной техники и технологии», Одесса, 23–25 сент. 2021 г. / М-во образования и науки Украины, Одес. нац. технол. ун-т, Учеб.-науч. ин-т холода, криотехнологий, экоэнергетики им. В. С. Мартыновского ОНТУ. – Одесса, 2021. – С. 29–32.

221. Овсянник, А. В. Тригенерационная и полигенерационная утилизация вторичных энергетических ресурсов / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // Высшая школа: научные исследования : сб. науч. ст. : в 2 ч. Ч. 2. – М. : Инфинити, 2023. – С. 108–115.

222. Овсянник, А. В. Технико-экономический анализ полигенерационных турбоустановок на диоксиде углерода / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский, Н. В. Овсянник // Современные проблемы машиноведения : сб. науч. тр. : в 2 ч. Ч. 2 / М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого, ПАО «ОАК» ОКБ Сухого, Таиз. ун-т (Йеменская Республика) ; под общ. ред. А. А. Бойко. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2023. – С. 78–82.

223. Овсянник, А. В. Экономические аспекты когенерационной, тригенерационной и полигенерационной утилизации вторичных энергетических ресурсов / А. В. Овсянник, В. П. Ключинский // Современные технологии и экономика в энергетике : материалы Междунар.

науч.-практ. конф., Санкт-Петербург, 27 апр. 2023 г. / М-во науки и высш. образования Рос. Федерации, Казан. гос. энергет. ун-т, Белорус. нац. техн. ун-т, Санкт-Петербург. политехн. ун-т Петра Великого. – СПб. : Политех-пресс, 2023. – С. 149–151.

Научное издание

**Овсянник Анатолий Васильевич
Ключинский Владислав Петрович**

**ПОЛИГЕНЕРАЦИОННЫЕ
ТУРБОУСТАНОВКИ НА ОСНОВЕ
НИЗКОКИПЯЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛ**
Монография

Редактор

Н. Г. Мансурова

Компьютерная верстка

И. П. Минина

Подписано в печать 30.12.25.

Формат 60х84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.

Ризография. Усл. печ. л. 12,55. Уч.-изд. л. 13,14.

Тираж 100 экз. Заказ № 17/28.

Издатель и полиграфическое исполнение

Гомельский государственный

технический университет имени П. О. Сухого.

Свидетельство о гос. регистрации в качестве издателя

печатных изданий за № 1/273 от 04.04.2014 г.

пр. Октября, 48, 246746, г. Гомель