

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Новосибирский государственный технический университет»

На правах рукописи



Марасанов Никита Владимирович

**КОМБИНИРОВАННАЯ ТЕПЛОВАЯ  
ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯ НА ОСНОВЕ СОЧЕТАНИЯ  
ЦИКЛОВ ОТТО И РЕНКИНА**

Специальность 05.14.14 – Тепловые электрические станции,  
их энергетические системы и агрегаты

ДИССЕРТАЦИЯ  
на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук, профессор  
Щинников Павел Александрович

Новосибирск – 2022

## ОГЛАВЛЕНИЕ

|   |    |
|---|----|
| ВВЕДЕНИЕ .....  | 5  |
| ГЛАВА 1 АНАЛИЗ РАЗВИТИЯ НЕТРАДИЦИОННЫХ ИСТОЧНИКОВ<br>ЭНЕРГИИ НА БАЗЕ ГАЗОПОРШНЕВЫХ УСТАНОВОК .....                                | 12 |
| 1.1 Применение цикла Отто в энергетических установках.....  | 12 |
| 1.2 Применение двигателей внутреннего сгорания в условиях<br>распределенной генерации.....  | 16 |
| 1.3 Энергетические газопоршневые установки .....  | 19 |
| 1.4 Когенерационные возможности газопоршневых установок .....   | 24 |
| 1.5 Технические и энергетические особенности повышения эффективности<br>энергетических газопоршневых установок.....               | 26 |
| 1.6 Комбинированная схема производства электроэнергии при сочетании<br>циклов Отто и Ренкина .....                                | 32 |
| 1.7 Паровые машины для реализации цикла Ренкина при его сочетании с<br>циклом Отто.....   | 34 |
| ГЛАВА 2 МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ИССЛЕДОВАНИЯ .....   | 37 |
| 2.1 Принципиальная и технологическая схемы установки на базе<br>газопоршневой установки при сочетании циклов Отто и Ренкина ..... | 37 |
| 2.2 Методические положения для анализа комбинированной установки .....  | 39 |
| 2.2.1 Определение предельных значений эффективности .....   | 39 |
| 2.2.2 Методика выбора основного оборудования на основе анализа<br>фактического рынка.....   | 43 |
| 2.2.3 Методика расчета котла-утилизатора.....   | 49 |
| 2.2.4 Основные положения метода расчета паровой турбины лопаточного<br>типа.....  | 54 |
| 2.2.5 Методика расчета одноступенчатой трехвенечной паровой турбины.  | 63 |
| 2.3 Результаты расчета котла-утилизатора.....   | 69 |
| 2.4 Результаты расчета паровой турбины лопаточного типа .....   | 74 |

|  |    |
|--|----|
| 2.5 Результаты расчета одноступенчатой трехвенечной паровой турбины .... | 84 |
| Выводы по второй главе.....  | 89 |

## ГЛАВА 3 АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ

|   |     |
|---|-----|
| КОМБИНИРОВАННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ НА ОСНОВЕ<br>СОЧЕТАНИЯ ЦИКЛОВ ОТТО И РЕНКИНА .....   | 91  |
| 3.1 Комбинированная установка на основе газопоршневой установки и<br>многоступенчатой паровой турбины лопаточного типа.....   | 91  |
| 3.1.1 Принципиальная и расчетная тепловая схема .....   | 91  |
| 3.1.2 Результаты расчетов комбинированной энергетической установки на<br>основе газопоршневой установки и многоступенчатой паровой турбины<br>лопаточного типа .....                | 93  |
| 3.2 Комбинированная установка на основе газопоршневой установки и<br>одноступенчатой паровой турбины с трехвенечной ступенью скорости .....   | 94  |
| 3.2.1 Принципиальная и расчетная тепловая схема .....   | 94  |
| 3.2.2 Результаты расчетов комбинированной энергетической установки на<br>основе газопоршневой установки и одноступенчатой паровой турбины с<br>трехвенечной ступенью скорости ..... | 95  |
| 3.3 Комбинированная установка на основе газопоршневой установки и<br>паровинтовой машины .....  | 96  |
| 3.3.1 Принципиальная и расчетная тепловая схема .....   | 96  |
| 3.3.2 Результаты расчетов комбинированной энергетической установки на<br>основе газопоршневой установки и паровинтовой машины.....  | 97  |
| 3.4 Мультиблочная комбинированная тепловая электростанция на основе<br>группы газопоршневых установок и одной паровой турбины.....  | 98  |
| 3.4.1 Принципиальная и расчетная тепловая схема .....   | 98  |
| 3.4.2 Результаты расчетов мультиблочной комбинированной тепловой<br>электростанции основе группы газопоршневых установок и одной паровой<br>турбины .....                           | 101 |

|  |            |
|--|------------|
| 3.5 Комбинированная установка на основе газопоршневой установки и фреоновой паровой турбины .....                                    | 102        |
| 3.5.1 Принципиальная и расчетная тепловая схема .....  | 102        |
| 3.5.2 Результаты расчетов комбинированной тепловой электростанции на основе газопоршневой установки и фреоновой паровой турбины..... | 105        |
| 3.6 Анализ вариантов исполнения комбинированной энергетической установки .....   | 106        |
| Выводы по третьей главе .....  | 110        |
| <b>ГЛАВА 4 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ОЦЕНКИ ТЕПЛОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ НА ОСНОВЕ СОЧЕТАНИЯ ЦИКЛОВ ОТТО И РЕНКИНА .....</b>                    | <b>111</b> |
| 4.1 Методика оценки расходов топлива на производство и отпуск электроэнергии.....  | 111        |
| 4.2 Оценка расходов топлива на производство и отпуск электроэнергии по вариантам .....   | 112        |
| 4.3 Методика оценки капиталовложений в установки по вариантам.....   | 114        |
| 4.4 Оценка капиталовложений в установки по вариантам .....   | 124        |
| 4.5 Оценка эксплуатационной части затрат на установки.....   | 130        |
| 4.6 Оценка себестоимости и эффективности инвестиций в установки.....   | 132        |
| 4.6.1 Расчет себестоимости электроэнергии .....  | 132        |
| 4.6.2 Оценка эффективности инвестиций .....  | 134        |
| Выводы по четвертой главе .....  | 136        |
| <b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....</b>  | <b>138</b> |
| <b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>  | <b>141</b> |
| <b>ПРИЛОЖЕНИЕ «А» АКТ ВНЕДРЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ .....</b>   | <b>156</b> |

## ВВЕДЕНИЕ

### **Актуальность темы исследования.**

Опережающий рост тарифов на электроэнергию для промышленных потребителей, вызванный пересмотром ОАО «Федеральная сетевая компания ЕЭС» политики тарифного регулирования в области передачи энергии по сетям, обусловил массовый переход предприятий на альтернативные виды энергоресурсов. Одним из экономически обоснованных решений является применение газопоршневых установок (ГПУ).

Рост рынка газопоршневых установок за последние 10 лет превысил 1,5 млрд \$. Развитию рынка ГПУ способствуют так же открытие новых удаленных объектов нефтяных компаний, которым требуется автономное энергоснабжение, необходимость модернизации изношенного оборудования на имеющихся объектах, трудности с подключением к электросети в отдельных районах из-за ее ограниченной пропускной способности при общем росте потребления электроэнергии. Объекты малой генерации получили распространение в качестве стандартных решений во многих отраслях: промышленное производство, сектор ЖКХ, в частности, муниципальные котельные, транспортно-логистические комплексы, объекты инфраструктуры (торгово-развлекательные и офисные центры, гостиницы, больницы, и т.д.), агропромышленный комплекс, разработка месторождений и нефтедобыча.

Выделение тепла сопровождает любую технологию с сжиганием топлива при производстве электроэнергии. При выработке электроэнергии газопоршневые установки обладают высоким КПД (до 50% у лучших образцов). Следовательно, используется только половина энергии, а остальное тепло уходит в окружающую среду.

Настоящая работа посвящена решению проблемы повышения эффективности использования энергии топлива в газопоршневых установках.

**Степень разработанности темы исследования.**

Одним из способов повышения топливной эффективности является введение системы утилизации тепла уходящих газов. Значительный вклад в исследование этого направления внесли многие исследователи: Селищев А.А., Бахмутов С.В., Теренченко А.С., Козлов А.В., Куянов Ю.Ф., Гаврилов А.М., Разуваев А.В., Костин Д.А., Кудашева И.О., Губатенко М.С., Горн Е.В., Красенюк И.С., Бастрон А.В., Белов А.В., Харитонов Д.А., Хуснуллина В.Р., Дологлонян А.В., а также их коллеги с кафедры Тепловых электрических станций Новосибирского государственного технического университета Щинников П.А., Елистратов С.Л., Боруш О.В., Григорьева О.К., Францева А.А., Ноздренко Г.В., Синельников Д.С., а также их зарубежные коллеги Badami M., Campanile P., Anzioso F., Onovwiona H.I., Ugursal V.I., Fung A.S., Aliabadi A.A., Thomson M.J., Wallace J.S., Angrisani G., Roselli C., Sasso M., Canova A., Cavallero C., Freschi A., Giaccone L., Repetto M., Tartaglia M и др. Однако, их работы направлены на изучение систем когенерации и тригенерации, которые не всегда могут обеспечить максимальную топливную эффективность ввиду возможного небаланса в потреблении тепловой и электрической энергии, а также на исследование способов утилизации низкопотенциального сбросного тепла.

**Цель диссертационной работы** – повышение энергетической эффективности ГПУ за счет сочетания циклов Отто и Ренкина с увеличением выработки электроэнергии.

**Задачи для достижения цели диссертационной работы:**

- 1) Разработка технологических схем сочетания циклов Отто и Ренкина на основе вновь проектируемого и серийно изготавливаемого оборудования;
  - с многоступенчатой лопаточной турбиной;
  - с одноступенчатой трехвенечной турбиной;
  - с паровинтовой машиной;
  - мультиблочная схема с несколькими ГПУ и мощной паровой турбиной;
  - с турбиной на низкокипящем рабочем теле;

2) Разработка методических положений по определению:

- предельных значений эффективности энергетических установок на основе сочетания циклов Отто и Ренкина;
- энергетических, расходных и конструктивных характеристик котла-утилизатора;
- энергетических, расходных и конструктивных характеристик паровых турбин лопаточного типа сверхмалой мощности;
- методики технико-экономического сравнения вариантов различного исполнения энергетических установок с учетом определения капиталовложений в несерийное оборудование.

3) Определение термодинамических и массорасходных параметров рассматриваемых сочетаний циклов при обеспечении наилучшей термодинамической эффективности;

4) Анализ работы комбинированных установок с использованием различных рабочих тел и выработка практических рекомендаций по их применению.

**Научная новизна** работы заключается в следующем:

1) Разработана технологическая схема утилизации теплоты уходящих газов ГПУ с целью дополнительной выработки электроэнергии и повышения топливной эффективности;

2) Разработаны методические положения для анализа комбинированной установки, включающие в себя методику определения предельных значений эффективности, методику выбора основного оборудования, методики для расчета котла-утилизатора и паровой турбины несерийного типа, методику для оценки капиталовложений во вновь создаваемое оборудование;

3) Проведена оценка результатов исследования вариантов реализации комбинированной ТЭС на базе циклов Отто и Ренкина, различающиеся между собой конструктивом паровой машины, используемым рабочим телом и конфигурацией первичных двигателей – ГПУ;

4) Проведена оценка экономических показателей комбинированных энергоустановок: расходов топлива, капиталовложений в установки, эксплуатационных затрат, себестоимости отпускаемой электроэнергии и эффективности инвестиций.

**Практическая значимость** работы заключается в том, что на базе проведенного исследования получены результаты повышения эффективности использования топлива для различных вариантов оборудования, используемого в паросиловой надстройке, и разных конфигураций энергетических установок на базе ГПУ при этом выработаны рекомендации по применению паровых турбин разных типов при сочетании циклов Отто и Ренкина. Результаты работы используются в учебном процессе НГТУ (Приложение «А»).

**Методология и методы исследования.** Для решения поставленных задач использовались методы теории термодинамики, тепломассопереноса, энергобалансов, нормативные методы расчета энергетического оборудования, оценки эффективности инвестиций.

Для автоматизации вычислений применялась программа MS Excel.

**Достоверность результатов** обусловлена применением в методах исследований фундаментальных законов термодинамики и теплообмена; положений нормативных методов расчетов котлов и турбин; использованием методологии энергобалансов; сопоставлением результатов с фактическими показателями действующего оборудования, а также со сложившейся конъюнктурой цен на аналогичные или подобное энергетическое оборудование.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Методические положения для анализа комбинированной установки, включающие в себя методику определения предельных значений эффективности, методику выбора основного оборудования, методики для расчета котла-утилизатора и паровой турбины несерийного типа и методику оценки капиталовложений в несерийное оборудование.

2. Оценка результатов исследования вариантов реализации комбинированной ТЭС на базе циклов Отто и Ренкина, различающихся между собой кон-



структивом паровой машины, используемым рабочим телом и конфигурацией первичных двигателей – ГПУ;

3. Оценка экономических показателей комбинированных энергоустановок: расходов топлива, капиталовложений в установки, эксплуатационных затрат, себестоимости отпускаемой электроэнергии и эффективности инвестиций.

Достоверность результатов обусловлена применением в методах исследований фундаментальных законов термодинамики и теплообмена; положений нормативных методов расчетов котлов и турбин; использованием методологии энергобалансов; сопоставлением результатов с фактическими показателями действующего оборудования, а также со сложившейся конъюнктурой цен на аналогичные или подобное энергетическое оборудование.

**Соответствие диссертации паспорту специальности 05.14.14 – «Тепловые электрические станции, их энергетические системы и агрегаты» по формуле специальности:**

- исследования по существенным особенностям технических процессов, характерных для систем, установок и агрегатов, связанных единым техническим циклом производства электроэнергии и обоснования новых технологий производства электрической энергии;

по областям исследований:

п.2. исследование процессов, протекающих в агрегатах, системах и общем цикле тепловых электростанций;

п.3. разработка, исследование, совершенствование действующих и освоение новых технологий производства электрической энергии;

п.4. разработка конструкций теплового и вспомогательного оборудования.

**Связь темы с научно-техническими программами развития.** Тематика работы соответствует программе развития Новосибирской области "Энергосбережение и повышение энергетической эффективности Новосибирской области", а также направлению Н2 стратегии НТР РФ «Переход к экологически чистой и ресурсосберегающей энергетике, повышение эффективности добычи и

глубокой переработки углеводородного сырья, формирование новых источников, способов транспортировки и хранения энергии».

**Апробация работы.** Основные положения и результаты работы докладывались и обсуждались на конференциях Международной научно-технической конференции студентов, аспирантов и ученых «Энерго- и ресурсосбережение в теплоэнергетике и социальной сфере» (2016 г. Челябинск), IV российской молодежной научной школе-конференции «Энергетика, электромеханика и энергоэффективные технологии глазами молодежи» (2016 г. Томск), Всероссийской научно-практической конференции магистрантов и аспирантов «Science in Progress» (2016 г. Новосибирск), Седьмой международной научно-технической конференции «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике» (2017 г. Ульяновск), «13 International forum on strategic technology (IFOST 2018)» (2018, Харбин), Всероссийской научной конференции с международным участием «Семинар вузов по теплофизике и энергетике» (2019 г. Санкт-Петербург), Всероссийской научной конференции молодых ученых «Наука. Технологии. Инновации» (2016-2017 гг. Новосибирск), XV Международной научно-технической конференции «Совершенствование энергетических систем и теплоэнергетических комплексов» (2020 г. Саратов), Всероссийской молодежной конференции с международным участием «Системные исследования в энергетике – 2021» (2021 г. Иркутск).

**Публикации.** Основные научные результаты диссертационной работы опубликованы в 13 печатных работах, в том числе 2 статьи в научных изданиях, входящих в перечень ведущих рецензируемых журналов и изданий, утвержденных ВАК РФ на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук (перечень ВАК РФ), 9 публикаций в сборниках материалов и трудов конференций всероссийского и международного уровня.

**Личный вклад.** Все результаты без ссылок на другие источники принадлежат автору. Автором с коллегами подготовлены статьи в отечественные и зарубежные журналы. Личный вклад автора в опубликованных материалах составляет не менее 65 %.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы, включающего 106 наименований. Текст диссертации изложен на 156 страницах печатного текста, содержит 53 рисунка, 45 таблиц, 1 приложение.

# ГЛАВА 1 АНАЛИЗ РАЗВИТИЯ НЕТРАДИЦИОННЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ НА БАЗЕ ГАЗОПОРШНЕВЫХ УСТАНОВОК

## 1.1 Применение цикла Отто в энергетических установках

Промышленные двигатели – это двигатели, которые используются не для движения, а для обеспечения работы производственных объектов. Обычно они характеризуются прочной и массивной конструкцией. Как правило, эти двигатели используются для привода таких устройств как электрогенераторы, насосы и компрессоры; однако в группу этих двигателей также включают двигатели, используемые в промышленной технике, такой как экскаваторы, самосвалы и погрузчики, а также используемые в сельском хозяйстве.

Современный промышленный двигатель внутреннего сгорания (ДВС), обычно работающий на термодинамических циклах типа Отто (Рисунок 1.1а), Дизеля (Рисунок 1.1б) или Сабатэ-Тринклера (Рисунок 1.1в), во многом обязан своей концепцией паровому двигателю, двигателю внешнего сгорания. Паровые двигатели впервые появились в начале 18-го века и завоевали популярность в качестве движущих сил бурно развивающейся промышленной революции [1]. Движущая сила пара использовалась для привода механизмов, таких как насосы, локомотивы, пароходы и тяговые двигатели. Когда ДВС, каким мы его знаем сегодня, начал разрабатываться в конце 19 века такими изобретателями, как Отто, Бенц, Даймлер и Дизель, его технологическое воплощение в значительной степени основывалось на использовании пара [2]. Двигатель внутреннего сгорания в конечном итоге вытеснил паровой двигатель в качестве основного типа двигателя в мире в целом. Это замещение связано с относительной простотой, прочностью и высоким отношением мощности к весу ДВС, а также с увеличением доступности жидкого топлива, используемого в таких двигателях [3].

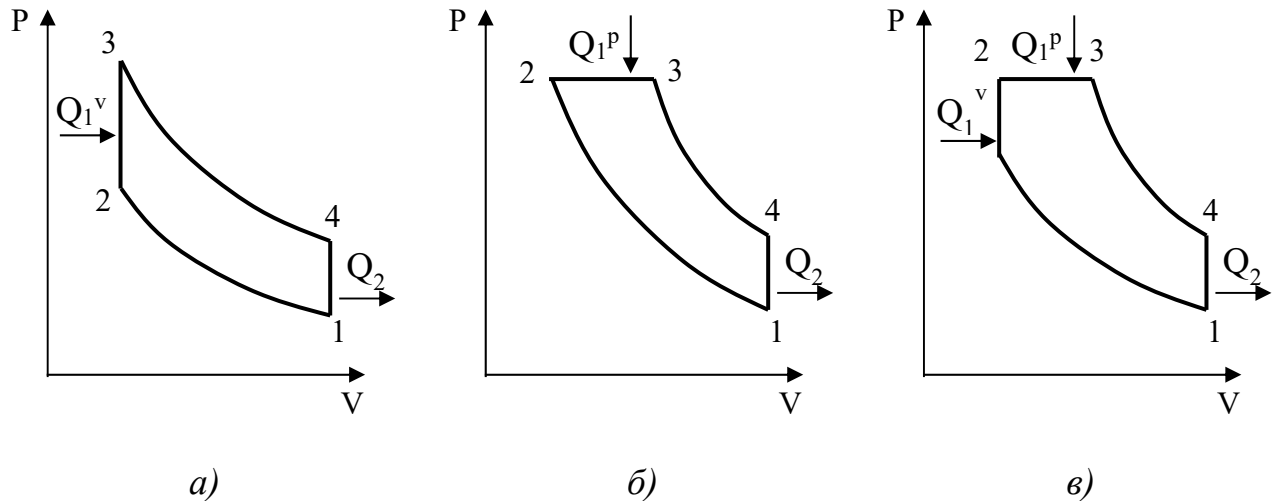


Рисунок 1.1 – Термодинамические PV-диаграммы циклов Отто (а), Дизеля (б) и Сабатэ-Тринклера (в)

Цикл Отто (Рисунок 1.1а) представляет собой теоретический цикл, на котором основывается работа поршневых двигателей с искровым зажиганием (SI). Четырехтактный цикл Отто состоит из следующих четырех процессов: 1-2 – изоэнтропическое сжатие; 2-3 – подвод тепла при постоянном объеме; 3-4 – изоэнтропическое расширение; 4-1 – отвод тепла при постоянном объеме.

Термодинамический анализ цикла Отто дает простую взаимосвязь между термическим КПД цикла Отто  $\eta_{\text{терм}}$ , степенью сжатия  $\varepsilon$  и коэффициентом (показателем) адиабаты  $k$ :

$$\eta_{\text{терм}} = 1 - \left( \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right). \quad (1.1)$$

Влияние степени сжатия и показателя адиабаты на термический КПД цикла Отто показано на Рисунке 1.2. Для данной величины показателя адиабаты тепловой КПД резко возрастает с увеличением степени сжатия при низких значениях  $\varepsilon$ . Однако после  $\varepsilon = 10$  кривые термического КПД сглаживаются, и прирост эффективности при все более высоких степенях сжатия уменьшается. На практике рабочим телом в двигателе SI является топливовоздушная смесь в процессе сжатия. Это накладывает практические ограничения на степень сжатия из-за преждевременного воспламенения углеводородного топлива, обычно

используемого в двигателях SI. Таким образом, серийные двигатели SI редко проектируются со степенью сжатия значительно выше 10.

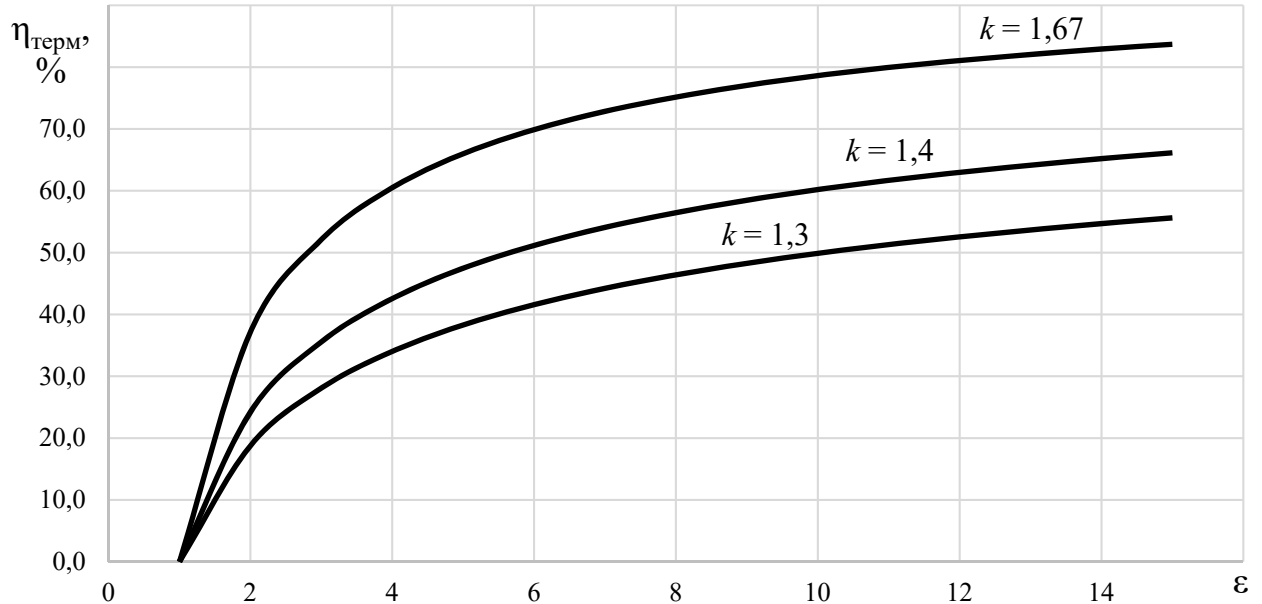


Рисунок 1.2 – Влияние степени сжатия и показателя адиабаты на термический КПД цикла Отто

Различные кривые для показателя адиабаты  $k$  показывают, что термический КПД уменьшается с уменьшением  $k$ .  $k = 1,67$  в том случае, когда рабочее тело одноатомное; однако ни один двигатель внутреннего сгорания не может работать с инертным газом. На практике азот в воздухе, который используется в двигателе, ограничивает  $k$  до менее 1,4, а топливо, используемое в двигателях внутреннего сгорания, реагирует с образованием диоксида углерода, воды и других, более тяжелых углеводородных молекул, что дополнительно снижает  $k$ . Обычно принимают  $k = 1,4$  для процесса сжатия и  $k = 1,3$  для процесса расширения.

За сто лет своего существования ДВС постоянно развивался. Хотя принципы работы таких двигателей за это время мало изменились, технология, используемая для реализации этих принципов, радикально улучшилась, что привело к повышению эффективности и удельной мощности. В то время как пер-

вые двигатели, произведенные Отто, работали с КПД около 10 %, современные двигатели могут достигать КПД выше 40 %.

В литературе развитие ДВС рассматривается часто с позиции их использования в транспортных средствах [4], однако на самом деле предшественником этого направления развития был промышленный двигатель. Промышленный ДВС возник из-за потребности владельцев малого бизнеса и мастерских в дешевых надежных стационарных не паровых генераторах. Паровые двигатели были дорогостоящими и требовали постоянное наблюдение и поэтому в основном принадлежали крупным компаниям, у которых были ресурсы для их покупки и эксплуатации [5]. Таким образом, двигатель внутреннего сгорания с самого начала зарекомендовал себя как выгодная альтернатива паровым двигателями, и с тех пор это и стало движущей силой его развития.

Промышленные двигатели внутреннего сгорания во многом обязаны своим развитием автомобильным ДВС; эти двигатели практически идентичны в принципах работы и обладают многими схожими характеристиками и, следовательно, направлениями исследований и разработок. Принципиальным отличием этих двигателей является их применение. Автомобильные двигатели работают в самых разных режимах, которые диктуются географическими условиями, с которыми сталкивается водитель. Потребность в мощности удовлетворяется за счет относительного взаимодействия крутящего момента и частоты вращения двигателя. Как правило, такие двигатели работают с переменными оборотами и при частичной нагрузке на протяжении большей части срока эксплуатации. Промышленные двигатели могут функционировать в схожей манере с тем лишь отличием, что обладают более прочной конструкцией и большей долговечностью.

Одной из областей применения промышленных двигателей является стационарная выработка электроэнергии [6]. В таких случаях к двигателям предъявляется требование постоянной скорости вращения, поскольку они используются для привода электрических генераторов переменного тока и, следовательно, выработки электрической энергии с постоянной частотой. В зависимости от

конструкции генератора и желаемой частоты тока можно определить частоту вращения двигателя. На европейском рынке двигатель, работающий со скоростью 1500 об/мин, выдает электрическую мощность с частотой 50 Гц. Исключением из этого правила является описанная в [7] ТЭЦ, работающая по циклу Отто, которая допускает работу с регулируемой скоростью для повышения эффективности при частичной нагрузке и снижения выбросов. Плавающие частоты вращения обеспечиваются работой системы управления двигателем, регулирующей подачу топливовоздушной смеси в цилиндры, а встроенная силовая электроника поддерживает постоянную электрическую частоту [8].

## **1.2 Применение двигателей внутреннего сгорания в условиях распределенной генерации**

Распределенная генерация (РГ) – это выработка электроэнергии конечным потребителем [9] или в непосредственной близости от него [10]. Исторически сложилось так, что РГ оказалась первой широко распространенной системой энергоснабжения, когда мелкие промышленники вырабатывали электроэнергию на собственных генерирующих мощностях для покрытия нужд своего предприятия. Лишь позже крупномасштабная централизованная генерация, передача и распределение стали доминирующей системой электроснабжения.

Распределенная генерация имеет множество преимуществ по сравнению с централизованной генерацией, в частности, в отношении снижения потерь электроэнергии в системе передачи и распределения благодаря сокращению расстояния между производителем и потребителем энергии и, как следствие, сокращению выбросов на единицу мощности на стороне потребителя [11] и снижению расходов на электроэнергию при постоянном росте тарифов (Рисунок 1.3), а также отсрочки инвестиций в сетевые мощности по причине сокращения потребления энергии из централизованных источников [12]. Распределенная генерация является одной из основных сфер применения газопоршневых установок [13]. Несмотря на то, что большинство энергоблоков с ДВС



применяется для резервной генерации, все большее внимание уделяется постоянной выработке [14-16]. Резервная генерация – это аварийное производство электроэнергии в случае отказа основных источников энергии. Поэтому резервные генераторы являются нормой во многих отраслях, где важна надежность электроснабжения [17]. Этот сектор почти полностью принадлежит двигателям с воспламенением от сжатия (CI), то есть дизельным двигателям. На это есть несколько причин. Дизельные двигатели имеют прочную конструкцию и, что особенно важно, лучше реагируют на изменение нагрузки по сравнению с двигателем с искровым зажиганием (SI) такой же мощности. Дизельный двигатель при запуске способен принять большую часть своей максимальной номинальной нагрузки, чем равный ему по мощности SI-двигатель. Это критично для резервных систем генерации, где первостепенное значение имеет быстрая реакция на отказ сети. Эффективность при этом имеет второстепенное значение, поскольку кратковременный характер работы, резко меняющаяся нагрузка и относительно короткий период эксплуатации предъявляют повышенные требования к надежности и долговечности агрегата, а не к его эффективности, поскольку экономичность двигателя раскрывается в течение длительного периода эксплуатации в установившемся режиме.

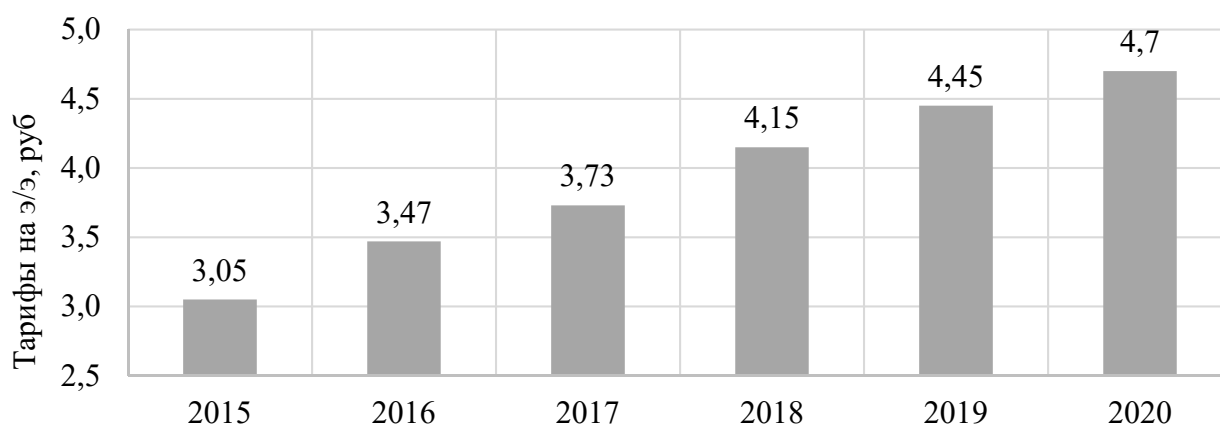


Рисунок 1.3 – Тарифы на электроэнергию для потребителей АО «Мосэнергосбыт» с максимальной мощностью от 670 кВт до 10 МВт

Непрерывная работа в большей степени является прерогативой двигателя с искровым зажиганием, работающим по циклу Отто [18], обычно работающего на таких видах топлива, как природный газ и сжиженный нефтяной газ (СНГ), но все большее внимание уделяется специфичным газам, таким как канализационный газ, свалочный газ, биогаз и шахтный газ [19]. Непрерывная работа – это относительно устойчивое состояние, продолжающаяся работа агрегата в режиме постоянной или почти неизменной нагрузки. Преимущества двигателя Отто перед двигателем Дизеля при таком сценарии функционирования происходят из таких факторов, как выбросы, затраты на топливо и проблемы с хранением топлива. В дополнение к преимуществам, предлагаемым резервными генераторами, распределенная генерация позволяет исключить расходы на передачу и распределение энергии, тем самым увеличивая экономию энергии для потребителя. Примером такой системы может быть двигатель Отто, работающий на свалочном газообразном метане [20]. Вырабатываемая энергия преобразуется в электрическую и передается в сеть или местному потребителю. Такие установки созданы по всему миру. По состоянию на 2001 год в мире насчитывалось около 955 полигонов для сбора газа [21]. Страна с наибольшим количеством таких энергообъектов – США, а Германия и Великобритания занимали второе и третье места соответственно. Около 70 % добытого газа используется для производства электроэнергии. Другие сценарии применения технологии распределенной генерации включают локальную выработку электроэнергии в местах, где отсутствует электроснабжение, а также использование технологии когенерации – комбинированного производства тепла и электроэнергии [22-23] (Рисунок 1.4).



Рисунок 1.4 – Секторы присутствия объектов малой генерации

Объекты малой генерации получили распространение в качестве стандартных решений во многих отраслях: промышленное производство, сектор ЖКХ, в частности, муниципальные котельные, транспортно-логистические комплексы, объекты инфраструктуры (торгово-развлекательные и офисные центры, гостиницы, больницы, и т.д.), агропромышленный комплекс, разработка месторождений и нефтедобыча.

### 1.3 Энергетические газопоршневые установки

Современные энергетические двигатели внутреннего сгорания охватывают широкий диапазон мощностей и обладают самым высоким КПД простого цикла в отрасли. Электростанция малой мощности может состоять только из одной генераторной установки, в то время как более крупные электростанции могут состоять из десятков единиц и иметь общую мощность в несколько сотен мегаватт. Крупнейшие на сегодняшний день электростанции на базе ГПУ имеют электрическую мощность более 300 МВт, и их мощность можно масштабировать, просто добавляя новые энергоустановки.

Промышленные ДВС, которые обычно используются на электростанциях, обычно являются среднеоборотными (СОД) [24] и их мощность обычно составляет от 1 до 23 МВт. СОД работают со скоростью от 300 до 1000 об/мин, а двигатель и генератор работают с одинаковой скоростью, поэтому нет необходимости в изменении передаточного отношения.

Высокая эффективность ГПУ обеспечивается параметрами процесса сгорания. Горение происходит в цилиндрах при высоком давлении и высокой температуре. Современные двигатели работают при пиковом давлении в цилиндре до 200 бар, а температура сгорания регулируется для обеспечения высокого КПД и низкого уровня выбросов  $\text{NO}_x$ . В идеальном термодинамическом цикле КПД ГПУ превышает 60 %. По мере развития двигателя различные потери и отклонения от идеализированного процесса сводятся к минимуму, находятся способы повышения мощности и эффективности, например, турбокомпрессор, и сегодня КПД современных ГПУ достигает 48,6 %. Турбонаддув и охлаждение наддувочного воздуха позволяют поддерживать высокий электрический КПД силовой установки при частичной нагрузке [25].

Явным достоинством технологии двигателей внутреннего сгорания является минимальное влияние окружающих условий на производительность и функциональность установки. Незначительное снижение характеристик происходит в экстремальных условиях, таких как температура выше 40 °С или на высоте более 2000 метров над уровнем моря (давление ниже 80 кПа) (Рисунок 1.5). Это означает, что мощность и высокий КПД доступны при необходимости в самые жаркие летние дни.

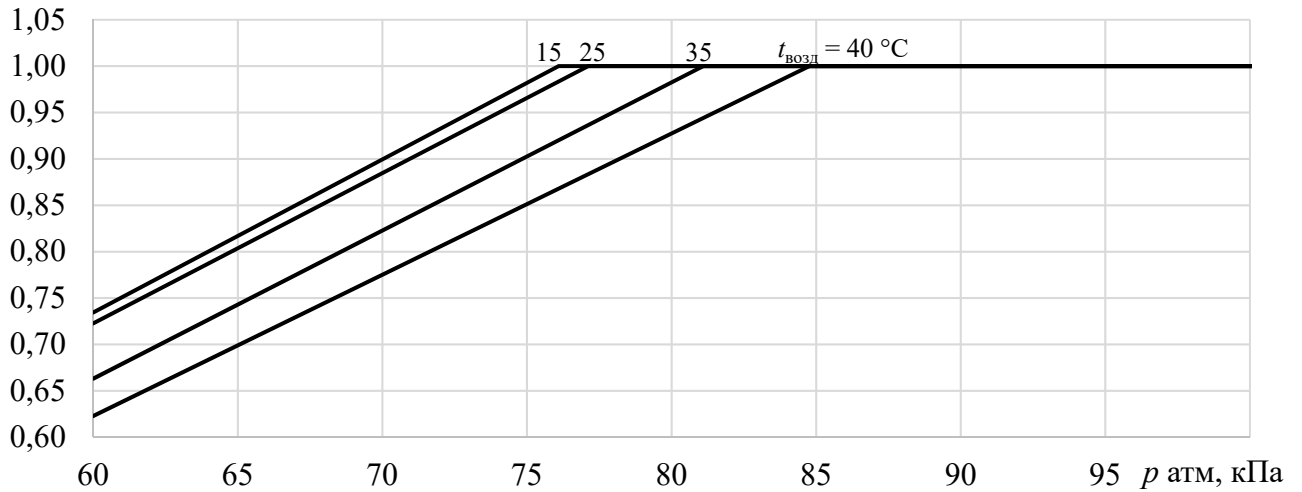


Рисунок 1.5 – Снижение номинальных характеристик ГПУ в зависимости от температуры воздуха и атмосферного давления

Современные двигатели внутреннего сгорания могут многократно и быстро запускаться и останавливаться. Прогретые ГПУ можно синхронизировать и вывести на максимальный режим работы за 5 минут (Рисунок 1.6) [26].

Электростанции с ДВС, оснащенные замкнутой системой охлаждения с использованием радиаторов, потребляют незначительное количество воды. Это позволяет размещать электростанции вдали от берега или в центре нагрузки. Если установка расположена на берегу или на барже, можно использовать охлаждение морской водой.

Современные газовые двигатели внутреннего сгорания предназначены для работы на природном газе или попутном газе и могут работать на газе низкого давления. Требуется давление газа всего 5 бар, что позволяет размещать электростанцию даже там, где давление газа в газопроводе низкое.

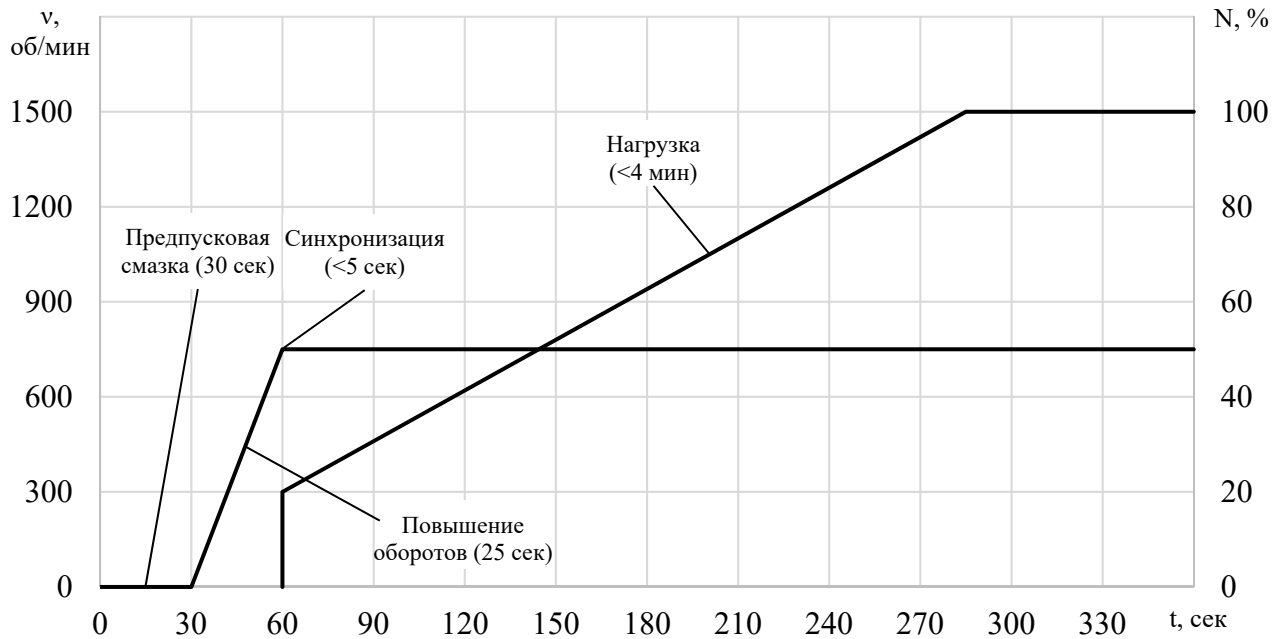


Рисунок 1.6 – Временной график вывода ГПУ на номинальную нагрузку из резерва

В современных двигателях, работающих на обедненной газовой смеси, природный газ и воздух предварительно смешиваются перед поступлением в цилиндры. Оптимальное соотношение воздух-топливо  $\lambda \approx 2,2$  является ключом к контролю температуры сгорания, что обеспечивает высокую эффективность и минимальные выбросы  $\text{NO}_x$  [27]. Обедненное соотношение воздуха и топлива достигается за счет повышения давления воздуха с помощью турбонагнетателей примерно до 3 бар, после чего воздух охлаждается перед подачей в цилиндры для сгорания. Давление наддувочного воздуха регулируется перепускным клапаном в соответствии с различными условиями окружающей среды.

Современные ГПУ управляются с помощью сложных компьютеризированных систем контроля процессов горения [28]. Система постоянно отслеживает такие параметры двигателя как нагрузку, скорость, температуру отработавших газов в цилиндрах и давление в цилиндрах. Это позволяет системе управления обнаруживать детонацию и пропуски зажигания, а также постоянно регулировать величину избытка воздуха и время воспламенения, чтобы они были оптимальными для каждого отдельного цилиндра в каждом цикле. Система

управления регулирует давление наддувочного воздуха [29] и управляет регулируемыми газовыми клапанами каждого отдельно взятого цилиндра таким образом, чтобы значение коэффициента избытка воздуха поддерживалось на желаемом уровне.

Для зажигания обедненной топливовоздушной смеси требуется большая энергия. В двигателях внутреннего сгорания, использующих газ в качестве единственного топлива, используются свечи зажигания, расположенные в предкамере, для воспламенения топливовоздушной смеси.

Двигатели, работающие на жидком топливе, можно переоборудовать для работы на газе [30], например, в тех случаях, когда газовая инфраструктура становится доступной позже.

Двигатели, работающие на природном газе, обычно производят более низкие выбросы  $\text{CO}_2$ , чем мазутные и угольные электростанции [31], из-за более низкого содержания углерода в топливе и высокого КПД двигателя. При работе на газе выделяется меньше  $\text{NO}_x$ , чем при работе на жидком топливе. При наладке и настройке двигателя достигается баланс между выбросами  $\text{NO}_x$  и максимально возможной эффективностью. Уровень выбросов  $\text{NO}_x$  может быть снижен для соответствия любым экологическим требованиям путем установки систем SCR (селективного/выборочного каталитического восстановления) [32].

Сегодня доступно несколько технологий для контроля выбросов выхлопных газов двигателей внутреннего сгорания. Все требования по выбросам могут быть выполнены путем установки дополнительного оборудования для контроля выбросов. Необходимость установки оборудования для снижения выбросов в значительной степени зависит от местных правил, типа двигателя и качества используемого топлива.

Техническое обслуживание современных двигателей внутреннего сгорания является довольно простым, и большинство проверок и мероприятий по техническому обслуживанию может быть быстро выполнено эксплуатирующим персоналом во время работы двигателя [33].

Правильное обслуживание обеспечивает высокую надежность и работоспособность силовой установки. Эксплуатационная статистика доказывает, что на электростанциях коэффициент готовности составляет более 96 % [34].

Для двигателей внутреннего сгорания нет расчета эквивалентных часов работы. На график технического обслуживания не влияют частые запуски и остановки, поскольку современные двигатели внутреннего сгорания имеют возможность останавливаться и запускаться без ограничений и влияния на график технического обслуживания.

#### **1.4 Когенерационные возможности газопоршневых установок**

Технология когенерации позволяет совместно производить тепловую и электрическую энергию [35-39]. Когенерационная система включает в себя первичный двигатель, который может быть представлен поршневым двигателем внутреннего любого типа, газовой турбиной или двигателем Стирлинга, и использует отходящее тепло первичного цикла для нагрева теплоносителя, тем самым повышая общую эффективность использования теплоты топлива.

Тепло рабочего тела рубашки охлаждения двигателя составляет до 30 % подведенной с топливом энергии и способно производить горячую воду с температурой до 100 °С в системе когенерации. Некоторые двигатели, оснащенные системами охлаждения высокого давления, могут работать с температурой рубашки охлаждения до 130 °С. Доля тепла выхлопных газов двигателя составляет 30...50 % от энергии топлива при их типичной температуре 450...600 °С. За счет системы рекуперации тепла рубашки охлаждения и выхлопных газов можно достичь эффективности использования топлива свыше 80 % при производстве электрической и тепловой энергии, что значительно превышает средний показатель 30-35 % для традиционных систем выработки электроэнергии, работающих на ископаемом топливе, и даже выше характерного для парогазовых установок показателя в 55-60 %. Такой скачок в эффективности позволяет сократить расход топлива и, как следствие, сократить выбросы парниковых газов



по сравнению с традиционными методами отдельного производства тепла и электроэнергии. В целях экономии ресурсов, сохранения окружающей среды, а также из-за стремления к децентрализованной выработке электроэнергии, рынок комбинированного производства тепла и электроэнергии с каждым годом всё больше расширяется [40] и начинает проникать в малый жилой сектор, в котором когенерационные системы на базе ДВС являются наиболее востребованными из доступных типов микро-ТЭЦ [41] благодаря использованию устойчивой и высоконадёжной технологии, и в то же время характеризующиеся низкими затратами на приобретение и техническое обслуживание [42-48]. В то время как двигатели с воспламенением от сжатия широко используются на более крупных стационарных электростанциях, факт доступности природного газа для домашних хозяйств и экологичность топлива, а также низкая стоимость и конвертируемость двигателей с искровым зажиганием к работе на природном газе позволили газопоршневым установкам стать наиболее предпочтительным решением для создания на их основе большинства микро-ТЭЦ на базе ДВС.

Эти факторы обуславливают устойчивый рост рынка газопоршневых установок в России в последние годы [49]. Объем этого рынка за последние 10 лет составляет 1,36 млрд \$, а ежегодный прирост на уровне 10-50 %, Рисунок 1.7 [50].

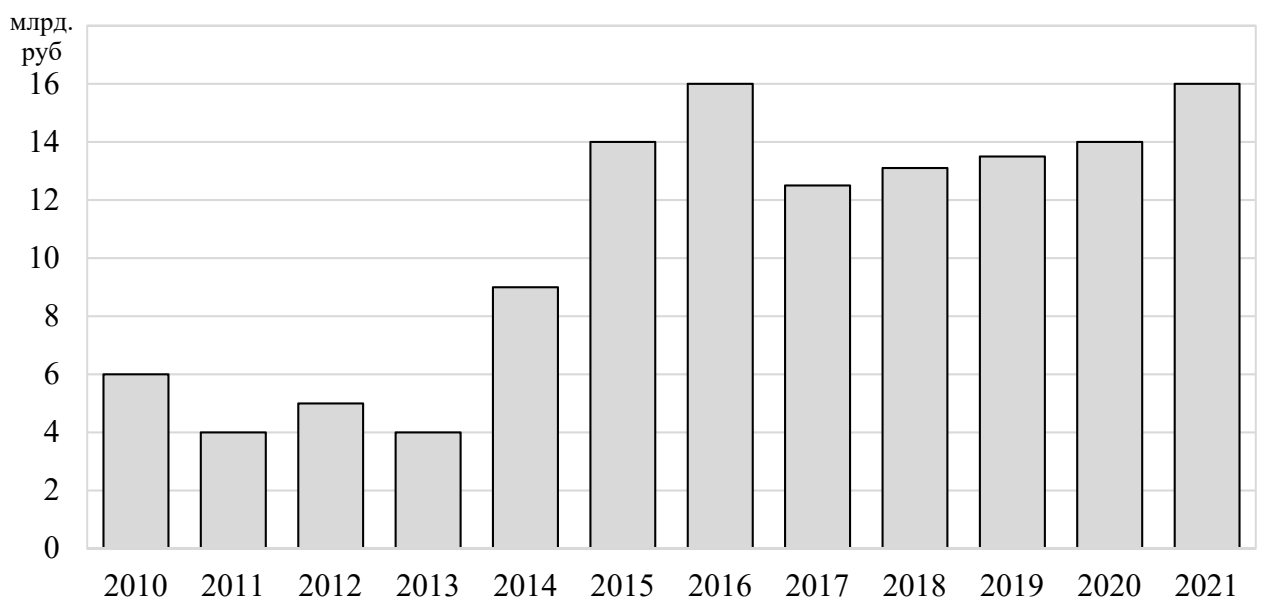


Рисунок 1.7 – Объем инвестиций в ГПУ и ДВС в РФ

Вместе с тем необходимо отметить важный фактор, сдерживающий развитие распределенных установок на базе ГПУ, который заключается в следующем.

Связь между спросом на тепловую и электроэнергию и когенерационной установкой представляет собой сложную термодинамическую систему из-за таких факторов, как непостоянная электрическая и тепловая нагрузка и, как следствие, отсутствие баланса в выработке электрической и тепловой мощностей [51]. Эта проблема зачастую не может быть решена даже при внедрении систем моделирования, способных прогнозировать изменение нагрузки в различные временные интервалы.

Во многих случаях установленные ГПУ с когенерацией оказываются невостребованными именно по этой причине, например, станция мощностью 12 МВт, размещенная в клинике Мешалкина в Новосибирске или группа ГПУ суммарной мощностью 4 МВт, размещенная на Новосибирском хладокомбинате, работающая только по электрическому графику нагрузки.

### **1.5 Технические и энергетические особенности повышения эффективности энергетических газопоршневых установок**

Технология поршневых двигателей улучшилась за последние несколько десятилетий, что в значительной степени обусловлено ужесточением требований к показателям экономичности и экологичности, а именно повышение удельной мощности (увеличение мощности на единицу рабочего объема двигателя), повышение топливной эффективности и сокращение выбросов. Внедрение цифровых технологий также позволило усовершенствовать конструкцию поршневого двигателя и систему его управления, ускорив процессы проектирования и усовершенствования конструкции двигателя и сделав возможным более точное управление и диагностический мониторинг.

Также существуют генераторные установки, в которых используется технология сжигания обедненной смеси. Сгорание считается обедненным, если

вместе с топливом в двигатель вводится избыточное количество воздуха. Это дает два эффекта. Во-первых, избыток воздуха снижает температуру процесса сгорания, что, в свою очередь, снижает количество производимых  $\text{NO}_x$  почти вдвое по сравнению с обычным двигателем, работающим на природном газе. Во-вторых, поскольку имеется избыток окислителя, процесс сгорания проходит более полно, и при том же количестве топлива вырабатывается больше энергии.

Реакция между воздухом и топливом требует подвод энергии для инициации процесса горения. В двигателях, работающих на природном газе, эту функцию выполняет свеча зажигания. В двигателях, работающих на обедненной смеси, процесс сгорания улучшается за счет предварительного смешивания воздуха и топлива перед турбонагнетателем перед его подачей в цилиндр. Это создает более однородную (гомогенную) смесь в камере сгорания и снижает вероятность детонации или преждевременного воспламенения. Чтобы предотвратить детонацию или пропуски зажигания, процесс сгорания должен контролироваться в узком рабочем окне. Температура, объем и соотношение воздуха и топлива в заряде топливовоздушной смеси постоянно контролируются микроконтроллерами двигателя, которые регулируют не только поток топлива и состав смеси, но также время зажигания.

Традиционные стехиометрические двигатели, работающие на природном газе, имеют соотношение воздух/газ  $\lambda = 1,0$  [52]. Двигатели, работающие на обедненной смеси, рассчитаны на работу при коэффициенте избытка воздуха до  $\lambda = 1,7$ . Более богатая смесь  $\lambda < 1,7$  потенциально может вызвать детонацию и более высокие выбросы  $\text{NO}_x$ ; более бедная смесь  $\lambda > 1,7$  может не обеспечивать надежное горение и может вызвать пропуски зажигания, что увеличивает выбросы углеводородов.

Для двигателей, работающих на обедненной газовой смеси, характерны выбросы  $\text{NO}_x$  всего 0,85 г/л.с·ч на эффективной мощности. Это позволяет генераторным установкам соответствовать требованиям к выбросам без оснащения их системами очистки выхлопных газов. Для дальнейшего снижения выбросов такие генераторные установки могут быть оснащены системой селективного

каталитического восстановления и катализаторами окисления. С внедрением этих технологий можно сократить выбросы  $\text{NO}_x$  до уровня 0,15 г/л.с.ч или ниже.

Еще одним преимуществом технологии сжигания обедненной смеси на двигателях с полным электронным управлением является возможность работать на газе с широким диапазоном качества. Показатель, называемый метановым числом (МЧ), используется для определения пригодности топливного газа в качестве моторного топлива. Большинство марок природного газа имеет МЧ от 70 до 97 [53], а трубный газ обычно имеет МЧ около 75. Свалочный газ или газ из очистных сооружений обычно имеет более низкое качество, но может быть использован при обедненном сжигании. Двигатели, работающие на обедненной газовой смеси способны функционировать на газе с МЧ 50 или выше, но при МЧ ниже 70 может потребоваться снижение мощности генератора.

Помимо целей когенерации [54] отводимое в рубашке охлаждения двигателя и с дымовыми газами тепло [55] также можно использовать для выработки электроэнергии с применением цикла Ренкина, цикла Стирлинга и непосредственной выработки электроэнергии в термоэлектрическом или пьезоэлектрическом генераторе.

Двигатель Стирлинга – это тепловой двигатель, работающий за счет циклического сжатия и расширения воздуха или другого газообразного рабочего тела при различных температурах, за счет чего происходит чистое преобразование тепловой энергии в механическую работу [56]. Двигатель Стирлинга представляет собой регенеративный тепловой двигатель замкнутого цикла с постоянно газообразным рабочим телом. Замкнутый цикл в данном контексте означает термодинамическую систему, в которой рабочая жидкость постоянно циркулирует в закрытой системе. Известно несколько базовых вариантов конструкций агрегатов, использующих принцип Стирлинга.

Двигатель Стирлинга модификации «альфа» состоит из двух отдельных силовых поршней, находящихся в отдельных цилиндрах, соединенных кана-

лом для перетока рабочего тела. К «горячему» одному цилиндру подводится тепло, а «холодный» цилиндр располагается в охлаждающем теплообменнике.

Двигатель Стирлинга модификации «бета» (Рисунок 1.8) состоит из одного цилиндра, один из концов которого нагревается, а второй охлаждается. В цилиндре двигаются вытеснитель и силовой поршень. Вытеснитель предназначен для перемещения рабочего тела между областями расширения и сжатия через зону нагрева, охлаждения и регенератор.

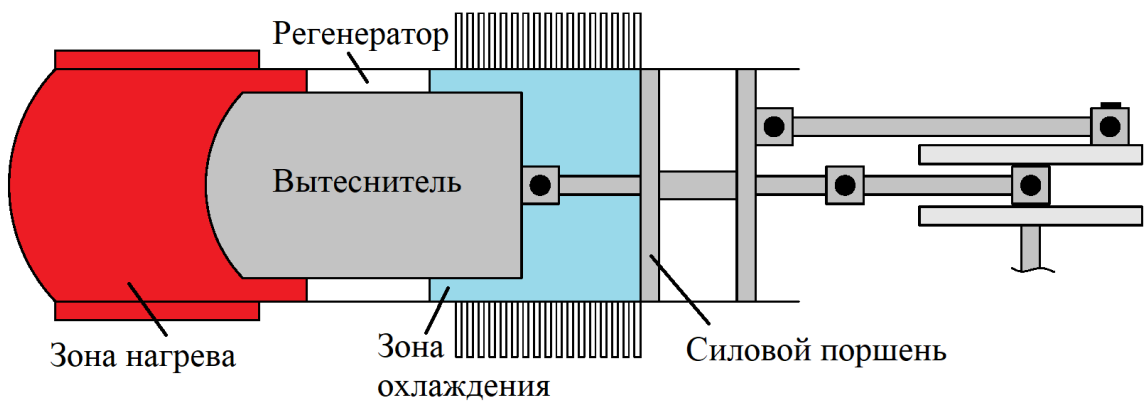


Рисунок 1.8 – Двигатель Стирлинга модификации «бета»

Двигатель Стирлинга модификации «гамма» показан на Рисунке 1.9. Такой двигатель, работающий при большом перепаде температур, дает максимальный тепловой КПД [57]. Конструкция состоит из двух цилиндров. Первый – полностью холодный, в котором движется силовой поршень, а второй, горячий с одной стороны и холодный с другой, служит для перемещения вытеснителя. Регенератор для циркуляции холодного газа может быть общим для обоих цилиндров или входить в конструкцию вытеснителя [58].

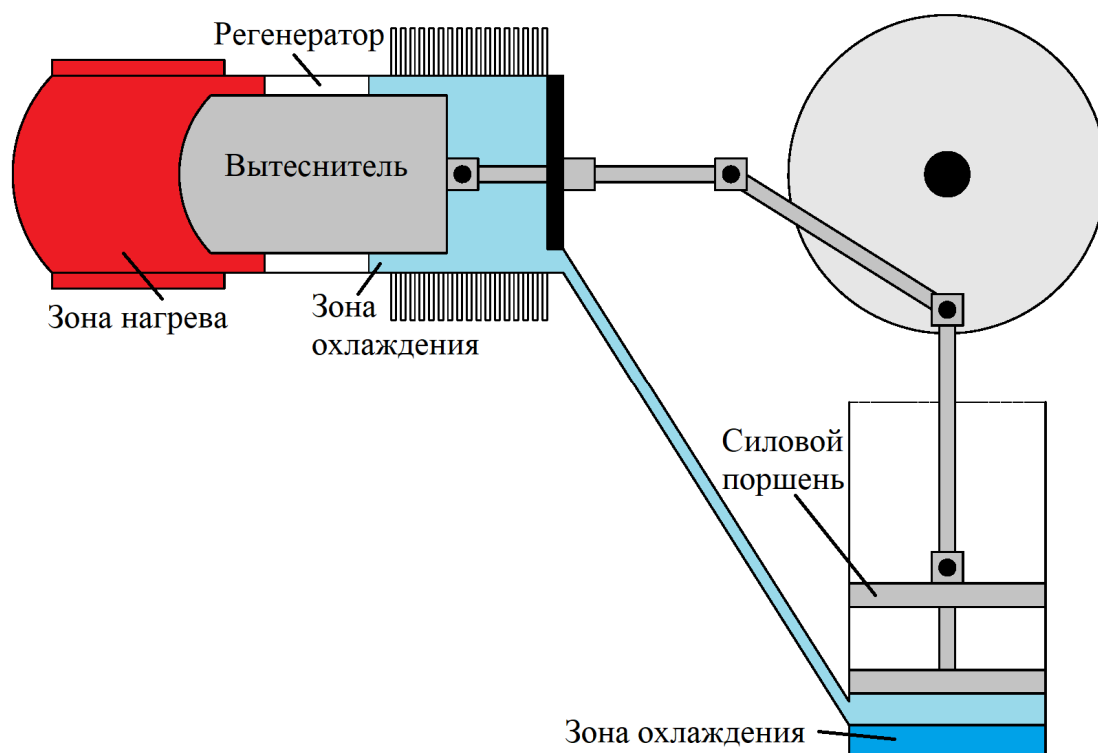


Рисунок 1.9 – Двигатель Стирлинга модификации «гамма»

Повышение эффективности ДВС с применением цикла Ренкина рассмотрено в следующих главах, поскольку этот вариант является предметом исследования.

Термоэлектрический генератор – устройство для прямого преобразования тепловой энергии из различных температурных градиентов, существующих между горячим и холодным концом полупроводника, в электрическую энергию. Он не имеет движущихся частей, компактен, бесшумен, не требует обслуживания, отличается высокой надежностью и экологичностью. В выхлопную трубу ДВС помещается блок из термоэлектрических материалов, который генерирует постоянный ток, покрывая, по крайней мере, часть электрических собственных нужд. В этом блоке один из концов полупроводника нагревается, а другой охлаждается, и между ними создается электрическое напряжение. У этой технологии довольно низкий КПД (до 5 %) и высокая стоимость.

В качестве термоэлектрических материалов могут выступать теллурид висмута, теллурид свинца, селенид висмута, селенид гадолиния, станнид магния и др.

На Рисунке 1.10 показан термоэлектрический генератор и его компоненты. Термоэлектрические устройства потенциально могут обеспечить вдвое больший КПД по сравнению с другими технологиями на текущем рынке [59-61]. Рекуперация тепла выхлопных газов с применением термоэлектрических генераторов может не только повысить эффективность использования энергии топлива, но и снизить загрязнение воздуха [62-64].

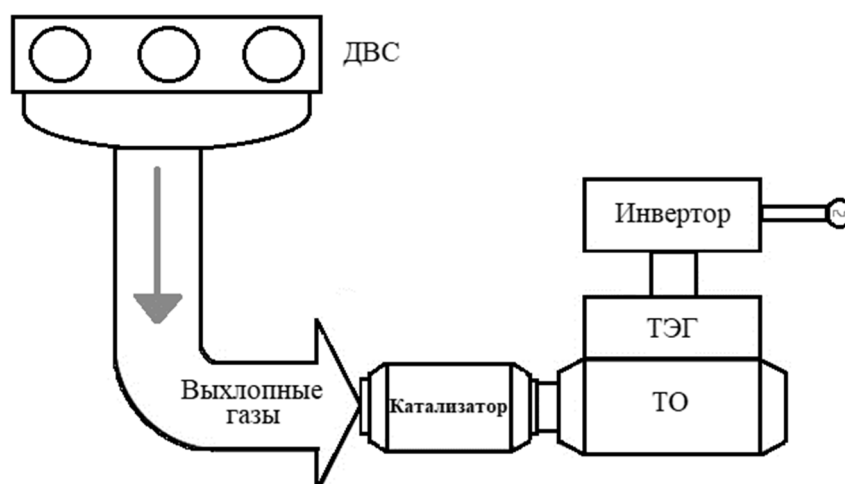


Рисунок 1.10 – Схема работы термоэлектрического генератора:

ДВС – двигатель внутреннего сгорания, ТЭГ – термоэлектрический генератор,  
ТО – теплообменник

Технология пьезоэлектрической генерации используется в диапазоне низких температур 100...150 °С. Пьезоэлектрические устройства преобразуют механическую энергию в виде вибрации в электрическую энергию. Тонкопленочная мембрана пьезоэлектрического генератора может использовать кинетическую энергию пульсации выхлопных газов для создания выходного напряжения [65, 66].

## **1.6 Комбинированная схема производства электроэнергии при сочетании циклов Отто и Ренкина**

Менее 50 % энергии топлива в ДВС преобразуется в полезную механическую работу, а остальное – это остаточное тепло, выбрасываемое в окружающую среду с дымовыми газами и через систему охлаждения двигателя [67]. Рекуперация и использование этого тепла позволяет экономить топливо и снижает количество рассеиваемого тепла и выбросов парниковых газов в окружающую среду. Кроме того, отработанное тепло можно использовать для дополнительной выработки электроэнергии за счет повышения эффективности энергетических ГПУ.

Системы с органическим циклом Ренкина (ORC) хорошо подходят для рекуперации отработанного тепла из источников с низкой и средней температурой [68]. В отличие от традиционного цикла Ренкина с использованием водяного пара, в органическом цикле Ренкина, использующем органические рабочие тела, последние ступени турбины находятся не в зоне влажного пара, а в области перегретого пара (Рисунок 1.11а). В Европе производство электроэнергии с помощью систем утилизации тепла от ДВС на основе ORC – проверенная и уже хорошо зарекомендовавшая себя технология. Ряд таких систем уже функционирует в Италии в городах Павия (0,6 МВт), Портогруаро (0,6 МВт), Катания (0,6 МВт), Пескара (0,7 МВт), Кивассо (1 МВт), Пистиччи (1,8 МВт). ) и Пистиччи Скало (4 МВт), в Германии в Кемпене (0,6 МВт) и Зендене (1 МВт) и в Финляндии в Аммассуо, Эспоо (1,3 МВт) [69].

Система основана на генерации пара во вторичном контуре с использованием тепловой энергии выхлопных газов для выработки дополнительной мощности с помощью расширительной машины. В случае низкотемпературного вторичного тепла целесообразно использовать низкокипящие рабочие тела вместо воды в так называемом органическом цикле Ренкина (ORC). Этот метод имеет преимущество по сравнению с турбокомпаундированием, которое не оказывает столь значительного влияния на насосные потери двигателя [70]. Ре-



куперация отходящего тепла из цикла Ренкина, работающего при низкой разнице температур с использованием нетрадиционных рабочих тел (хладагенты,  $\text{CO}_2$ , бинарные смеси), показана на Рисунке 1.11б. При очень низкой температуре источника тепла транскритический цикл  $\text{CO}_2$  дает наивысшую полезную выходную мощность [71].

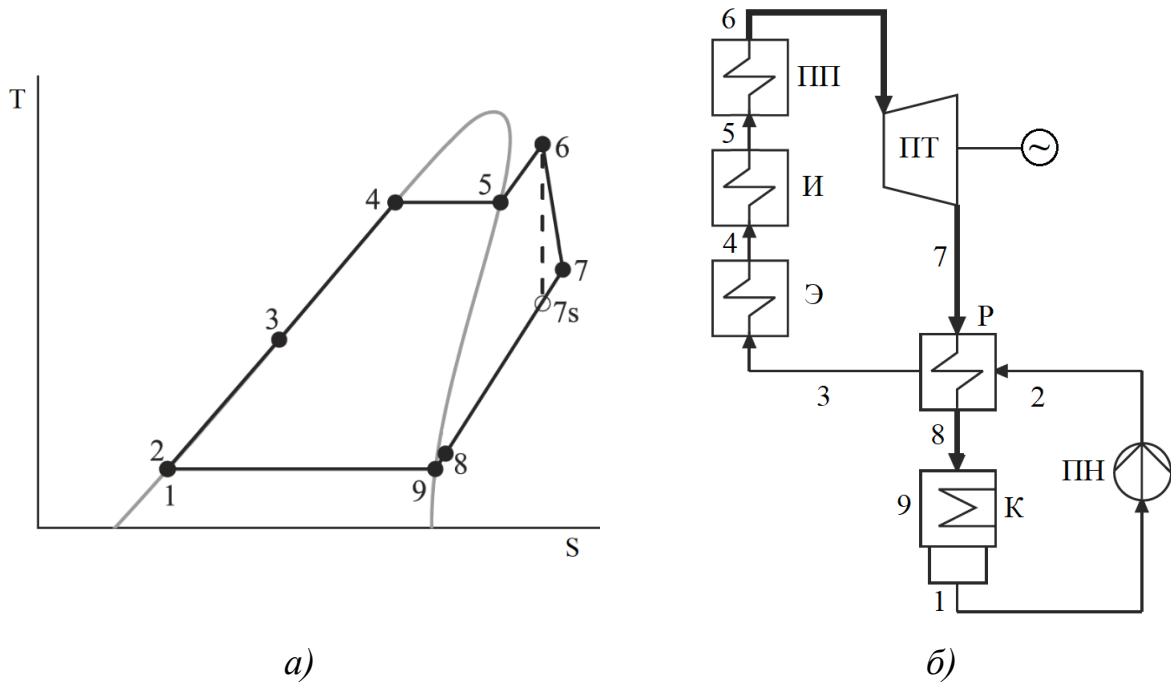


Рисунок 1.11 – Органический цикл Ренкина в TS-диаграмме (а) и схема реализации ORC (б): ПП – пароперегреватель, И – испаритель, Э – экономайзер, ПТ – паровая турбина, Р – рекуператор, К – конденсатор, ПН – питательный насос

ORC нашли применение и в системах комбинированного производства тепла и электроэнергии, и являются вариантами повышения общей эффективности и снижения удельных затрат [72].

Возможна реализация цикла Ренкина на водяном паре [73-77], если выхлопные газы ДВС имеет достаточную для генерации пара высоких параметров температуру.

## 1.7 Паровые машины для реализации цикла Ренкина при его сочетании с циклом Отто

Паровая турбина (ПТ) – устройство для экономичного преобразования кинетической энергии пара в механическую энергию вращения. Существует множество типов паровых турбин, которые могут быть проклассифицированы по различным признакам.

Современные лопаточные паровые турбины можно разделить на две большие группы: стационарные и транспортные. К первой группе относятся все типы промышленных и энергетических паровых турбин, а ко второй группе относятся главным образом паровые турбины, предназначенные для привода гребных винтов крупных судов.

Виды энергетических турбин:

- К – конденсационные турбины. Предназначены для выработки электрической энергии, а весь образовавшийся конденсат возвращается в паровой котел;
- Т – теплофикационные турбины. Предназначены для выработки электрической и тепловой энергии;
- П – турбины с производственным отбором пара для промышленных потребителей;
- Р – турбины с противодавлением. Пар в таких турбинах проходит через проточную часть, передавая часть своей энергии рабочим колесам, а на выходе из последней ступени направляется на нужды технологии;
- сочетания различных типов турбин: ПТ и ПР.

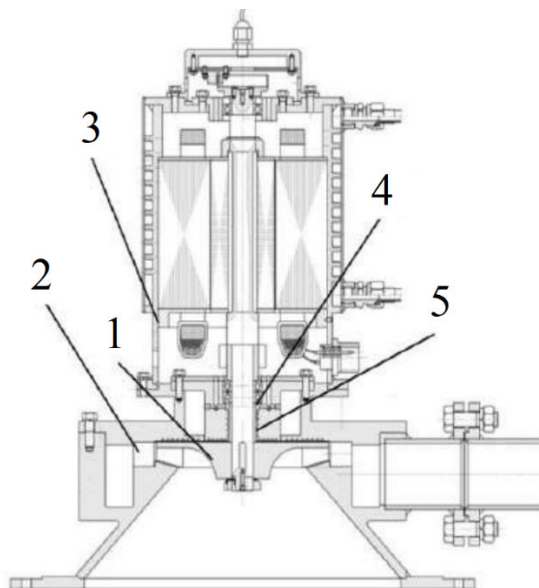
По направлению протекания пара паровые турбины бывают осевыми и радиальными. В первом случае поток направлен параллельно оси ротора, а во втором случае поток плавно переориентируется перпендикулярно оси ротора. Применение радиальных турбин оправдано при единичных мощностях до

5 МВт, при больших мощностях такие турбины перестают быть конкурентно-способными из-за тяжелого и дорогого ротора.

Мощность паровых машин может варьироваться от десятков киловатт [78, 79] до гигаватта [80] и более [81].

Паровые микротурбины (Рисунок 1.12) и паровинтовые машины (Рисунок 1.13) получили распространение на котельных и небольших производствах [82]. Их успешно используют для покрытия собственных электрических нужд и повышения эффективности использования топлива.

Более мощные турбины используются по всему миру на ТЭС и ГРЭС различных мощностей, а потенциал самых мощных (до 1900 МВт) машин можно реализовать только на атомных электростанциях.



- 1 – рабочее колесо; 2 – сопловой аппарат; 3 – корпус;  
4 – подшипники качения (2 шт); 5 – уплотнения

Рисунок 1.12 – Конструкция вертикальной влажнопаровой микротурбины

В качестве рабочего тела в паровых машинах используется в первую очередь водяной пар. Как правило, паровые микротурбины и паровинтовые машины работают при сравнительно низких параметрах пара: ( $t_0 = 130...350\text{ }^\circ\text{C}$  и  $P_0 = 0,4...3,5\text{ МПа}$ ), а более мощные турбоагрегаты проектируются под параметры вплоть до  $t_0 = 560\text{ }^\circ\text{C}$  и  $P_0 = 23,5\text{ Мпа}$ .

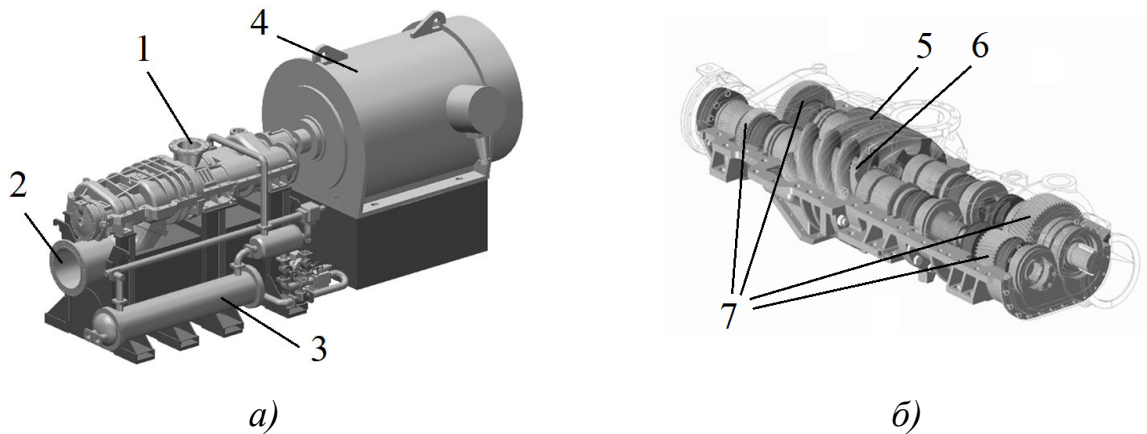


Рисунок 1.13 – Общий вид паровинтовой машины (а) и ее проточная часть (б):

1 – вход пара; 2 – выход пара; 3 – масляная система; 4 – электрогенератор;

5 – ведущий вал; 6 – ведомый вал; 7 – синхронизирующие шестерни

Наряду с этим, в случае использования низкопотенциального тепла, целесообразным является использование низкокипящих рабочих тел (НРТ), которые имеют достаточно высокие давления насыщенных паров при низких температурах, а значит хорошо подходят для утилизации тепла низких параметров промышленных предприятий [83, 84] и даже сферы ЖКХ [85], которое не может быть утилизировано в пароводяной силовой установке ввиду температуры ниже  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ . В качестве НРТ применяют фреоны, водный раствор аммиака, изопентан, бутан, изобутан и др [86].

## ГЛАВА 2 МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ИССЛЕДОВАНИЯ

В главе приводится описание технологии сочетания циклов Отто и Ренкина, предназначенной для повышения электрической выработки путем утилизации теплоты выхлопных газов [87] газопоршневой установки в паросиловом контуре.

### 2.1 Принципиальная и технологическая схемы установки на базе газопоршневой установки при сочетании циклов Отто и Ренкина

Принципиальная тепловая схема установки включает в себя газопоршневую установку (ГПУ), котел-утилизатор (КУ), паровую турбину (ПТ), конденсатор (К), подогреватель рубашки охлаждения (П), деаэратор (Д), редукционно-охладительную установку (РОУ), конденсатный (КН) и питательный (ПН) насосы (Рисунок 2.1б).

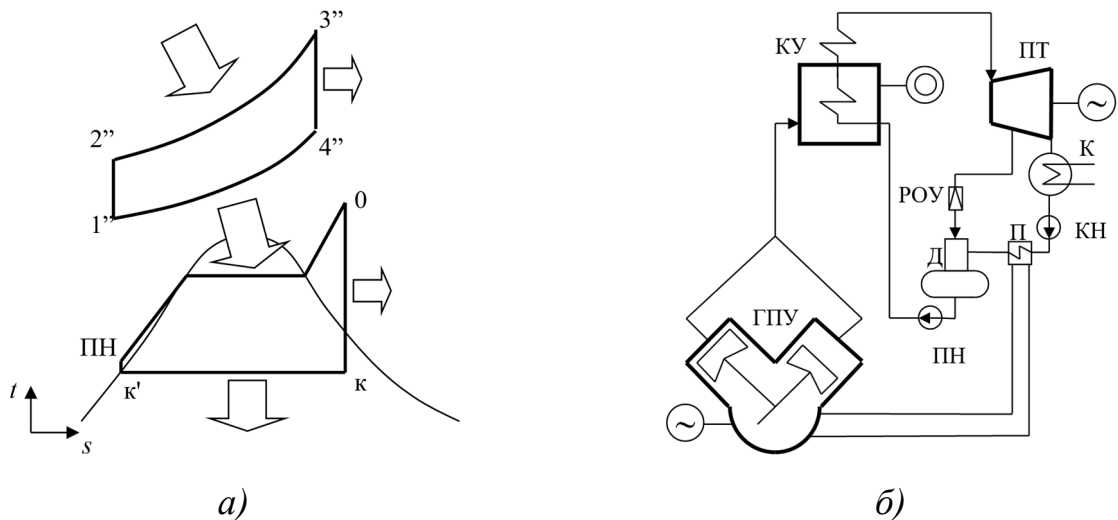


Рисунок 2.1 – Термодинамическая диаграмма (а) и принципиальная тепловая схема (б) энергетической установки на базе ДВС и паровой турбины: 1''-2''-3''-4''-1'' – цикл Отто; 0-к-к'-ПН-0 – цикл Ренкина; стрелками показаны направления потоков энергии; ГПУ – газопоршневая установка; КУ – котел-утилизатор; ПТ – паровая турбина; К – конденсатор; П – подогреватель; Д – деаэратор; РОУ – редукционно-охладительная установка; КН, ПН – конденсатный и питательный насосы.

Отработавшие в ГПУ газы поступают в котел-утилизатор, где генерируют пар высоких параметров, который направляют в паровую турбину. Пар, совершив работу в паровой турбине, поступает в конденсатор, где обеспечивается процесс передачи теплоты в окружающую среду (в термодинамическом плане – холодному телу, Рисунок 2.1а) и, одновременно, процесс конденсации пара. Затем конденсатным насосом основной конденсат направляют в деаэратор. Перед деаэратором основной конденсат нагревают в подогревателе за счет утилизации теплоты контура охлаждения собственно ГПУ. В деаэраторе обеспечивается очистка от газов основного конденсата и одновременный его нагрев за счет отбора пара из турбины. Для обеспечения постоянства давления деаэрации установлена редукционно-охлаждающая установка. После деаэратора питательным насосом вода подается в котел-утилизатор, в котором она, пройдя через водяной экономайзер, попадает в барабан, из которого циркуляционным насосом направляется в испаритель и, уже в виде пароводяной смеси, направляется обратно в барабан для сепарации пара от воды. После барабана пар проходит пароперегреватель и направляется в паровую турбину. Дымовые газы после КУ выбрасываются в окружающую среду через дымовую трубу.

Котел-утилизатор (Рисунок 2.2) в свою очередь имеет в своей конструкции барабан (Б), циркуляционный насос (ЦН), водяной экономайзер (ВЭ), испаритель (И) и пароперегреватель (ПП).

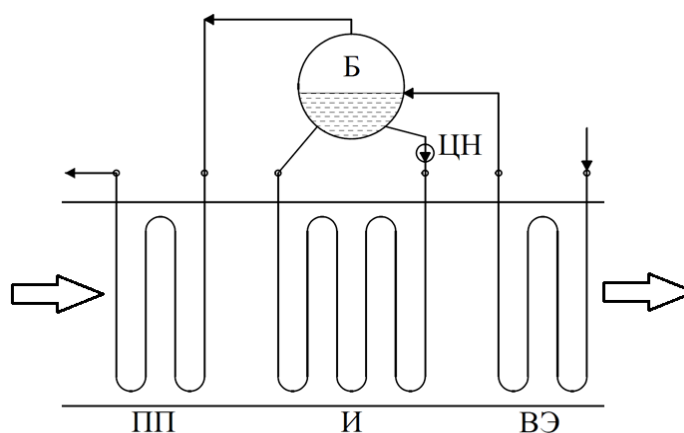


Рисунок 2.2 – Принципиальная схема котла-утилизатора: Б – барабан;  
ЦН – циркуляционный насос; ВЭ – водяной экономайзер;  
И – испаритель; ПП - пароперегреватель

Отработавшие газы ГПУ движутся по газоздушному тракту котла-утилизатора, поочередно омывая поверхности пароперегревателя, испарителя и водяного экономайзера, по которым движутся водяной пар или вода, и передавая им свою тепловую энергию. Питательным насосом (ПН), расположенным за пределами КУ, вода подается в водяной экономайзер, где она нагревается до температуры насыщения и попадает в барабан. Циркуляционный насос обеспечивает циркуляцию воды из барабана через пучки труб испарителя, где происходит частичное ее испарение. Затем, при возвращении пароводяной смеси в барабан, происходит ее сепарация на воду и насыщенный водяной пар. Насыщенный пар выходит из верхней части барабана и направляется в пароперегреватель, где происходит его догрев до высоких параметров. Перегретый пар направляется в паросиловую установку [88].

## 2.2 Методические положения для анализа комбинированной установки

### 2.2.1 Определение предельных значений эффективности

Понимая под эффективностью коэффициент полезного действия (КПД) установки и рассматривая цикл Отто (Рисунок 2.1а), последний можно определить по выражению

$$\eta_{\text{ГПУ}} = \frac{N_{\text{ГПУ}}}{Q_{\text{под}}}, \quad (2.1)$$

где  $N_{\text{ГПУ}}$  – электрическая мощность на клеммах генератора, МВт;

$Q_{\text{под}}$  – теплота, подведенная с топливом к ГПУ, МВт.

Учитывая закон сохранения энергии, количество теплоты, бесполезно теряемой в ГПУ, составит

$$Q_{\text{отв}} = Q_{\text{под}} - N_{\text{ГПУ}}. \quad (2.2)$$

После подстановки

$$Q_{\text{отв}} = Q_{\text{под}} - \eta_{\text{ГПУ}} Q_{\text{под}} = (1 - \eta_{\text{ГПУ}}) Q_{\text{под}}. \quad (2.3)$$

Эта теплота направляется в паровой цикл Ренкина и, при условии отсутствия потерь, обеспечивает температуру пара на входе в паровую турбину, равную температуре уходящих из ГПУ газов [89]. Фактически, уходящая теплота  $Q_{отв}$  становится входным потоком для пароводяного цикла Ренкина, эффективность (КПД) которого [90] можно определить по выражению

$$\eta_{ПТУ} = \frac{N_{ПТУ}}{Q_{отв}}, \quad (2.4)$$

где  $N_{ПТУ}$  – электрическая мощность на клеммах генератора паротурбинной установки (ПТУ), МВт.

Тогда

$$\begin{aligned} N_{ПТУ} &= \eta_{ПТУ} Q_{отв} = \eta_{ПТУ} (Q_{под} - \eta_{ГПУ} Q_{под}) = \\ &= \eta_{ПТУ} (1 - \eta_{ГПУ}) Q_{под} \end{aligned} \quad (2.5)$$

Полная энергия, полученная от комбинированной установки

$$\begin{aligned} N_{\Sigma} &= N_{ГПУ} + N_{ПТУ} = \eta_{ГПУ} Q_{под} + \eta_{ПТУ} (1 - \eta_{ГПУ}) Q_{под} = \\ &= (\eta_{ГПУ} + \eta_{ПТУ} - \eta_{ГПУ} \eta_{ПТУ}) Q_{под} \end{aligned} \quad (2.6)$$

КПД установки в целом можно определить по выражению

$$\eta_{ТЭС} = \frac{N_{\Sigma}}{Q_{под}}, \quad (2.7)$$

и, с учетом (2.6)

$$\eta_{ТЭС} = \eta_{ГПУ} + \eta_{ПТУ} - \eta_{ГПУ} \eta_{ПТУ}. \quad (2.8)$$

Важно отметить, что при таком подходе (применительно к парогазовым энергоблокам представлен в работе [91]) наличие утилизационного контура между ГПУ и ПТУ через подогреватель не влияет на КПД комбинированной установки [92].

Учитывая необратимость процессов в соответствии со вторым началом термодинамики, а также, то, что основные энергетические элементы комбинированной установки имеют потребление энергии на собственные нужды (в частности, на привод насосов, обеспечение подачи топлива, систем автоматизации и т.п.) КПД-нетто для них составит



$$\eta_{\text{ГПУ}}^{\text{нетто}} = \eta_{\text{ГПУ}} \eta_{\text{необр}}^{\text{ГПУ}} \eta_{\text{СН}}^{\text{ГПУ}} ; \quad (2.9)$$

$$\eta_{\text{ПТУ}}^{\text{нетто}} = \eta_{\text{ПТУ}} \eta_{\text{КУ}} \eta_{\text{ПТ}} \eta_{\text{ЭМ}} \eta_{\text{СН}}^{\text{ПТУ}} = \eta_{\text{ПТУ}} \eta_{\text{необр}}^{\text{ПТУ}} \eta_{\text{СН}}^{\text{ПТУ}} , \quad (2.10)$$

где  $\eta_{\text{КУ}}, \eta_{\text{ПТ}}, \eta_{\text{ЭМ}}$  – КПД котла-утилизатора, паровой турбины, электромеханический турбогенератора;

$\eta_{\text{необр}}^{\text{ГПУ}}, \eta_{\text{необр}}^{\text{ПТУ}}$  – КПД от необратимых потерь в элементах обеспечивающих работу установок по циклам Отто и Ренкина;

$\eta_{\text{СН}}^{\text{ГПУ}}, \eta_{\text{СН}}^{\text{ПТУ}}$  – показатели, учитывающие наличие собственных нужд в установках.

Принимая в первом приближении

$$\eta_{\text{необр}}^{\text{ГПУ}} \approx \eta_{\text{необр}}^{\text{ПТУ}} \approx \eta_{\text{необр}} ; \quad (2.11)$$

$$\eta_{\text{СН}}^{\text{ГПУ}} \approx \eta_{\text{СН}}^{\text{ПТУ}} \approx \eta_{\text{СН}} , \quad (2.12)$$

получим

$$\eta_{\text{ГПУ}}^{\text{нетто}} = \eta_{\text{ГПУ}} \eta_{\text{необр}} \eta_{\text{СН}} ; \quad (2.13)$$

$$\eta_{\text{ПТУ}}^{\text{нетто}} = \eta_{\text{ПТУ}} \eta_{\text{необр}} \eta_{\text{СН}} . \quad (2.14)$$

Тогда, с учетом выражений (2.13) и (2.14) и после несложных преобразований, КПД-нетто комбинированной установки составит

$$\eta_{\Sigma}^{\text{нетто}} = (\eta_{\text{ГПУ}} + \eta_{\text{ПТУ}}) \eta_{\text{необр}} \eta_{\text{СН}} - \eta_{\text{ГПУ}} \eta_{\text{ПТУ}} \eta_{\text{необр}}^2 \eta_{\text{СН}}^2 . \quad (2.15)$$

Выражение 2.15 использовано для построения графика зависимости  $\eta_{\text{ГПУ}}$  от  $\eta_{\text{ПТУ}}$  (Рисунок 2.3) При построении зависимости принято, что КПД необратимости ( $\eta_{\text{необр}}$ ) составляет 0,9, что с трудом, но достижимо для современных установок, преобразующих энергию, а КПД собственных нужд ( $\eta_{\text{СН}}$ ) составляет 0,95, что соответствует уровню потребления энергии собственных нужд на современных генерирующих энергию установках.

Следует отметить, что для реализации представленной схемы (Рисунок 2.1б) могут быть использованы ГПУ с единичными мощностями до 18,3 МВт, при этом единичные мощности ПТУ могут быть на уровне 0,5...2 МВт. Для ГПУ указанная мощность одна из самых высоких, для ПТУ

такие значения считаются невысокими. Для подобных малых и сверхмалых установок высокие значения КПД, характерные для мощных энергетических ПТУ, недостижимы. В первую очередь это обусловлено низкой температурой подвода теплоты в цикл (процесс ПН-0, Рисунок 2.1а), как правило, не превышающей 350...400 °С.

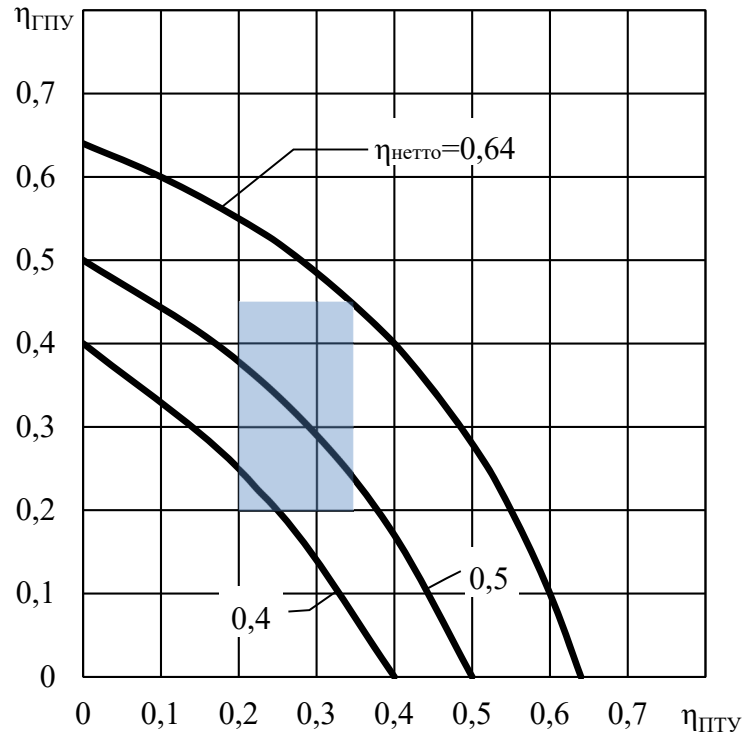


Рисунок 2.3 – Зависимость КПД ГПУ от КПД ПТУ при обеспечении КПД-нетто комбинированной установки на уровне 0,4...0,64

Вместе с тем, если современную ГПУ с КПД на уровне 0,4 оснастить паросиловой установкой с КПД на уровне 0,2, то КПД-нетто (отпуска электроэнергии) теоретически может быть увеличен на ~12 % [93], Рисунок 2.3. Для обеспечения КПД-нетто в комбинированном цикле на уровне 0,5, необходимо обеспечить КПД в цикле Ренкина не ниже 30 %. Такие показатели эффективности для пароводяного цикла Ренкина характерны для высоких температур подвода теплоты в цикл (на уровне 510-540 °С в точке 0, Рисунок 2.1а). Заштрихованной областью (Рисунок 2.3) показаны достижимые при современном разви-

тии техники значения КПД-нетто в комбинированной установке на базе ГПУ, работающей по циклу Отто и ПТУ, работающей по циклу Ренкина.

Из Рисунка 2.3 видно, что теоретически возможно обеспечить КПД-нетто комбинированной установки при сочетании циклов Отто и Ренкина на уровне ~64 %, что соответствует самым высоким показателям перспективных ПГУ на основе поколения газовых турбин с пароохлаждаемыми лопатками [94].

### **2.2.2 Методика выбора основного оборудования на основе анализа фактического рынка**

Выбор оборудования для установки, совмещающей в себе ГПУ и паровую турбину, является комплексной задачей, в которой должен учитываться ряд ограничений. Первым ограничением является температура выхлопных газов  $t_{\text{выхл}}$  ГПУ, которые, являясь источником тепла для генерации пара, естественным образом ограничивают максимальную температуру острого пара  $t_0$ .

На рынке представлен широкий ассортимент газопоршневых установок (ГПУ) с мощностями от десятков киловатт до 18 мегаватт и электрической эффективностью вплоть до 49,9 % (Таблица 2.1). Анализ представленных ГПУ позволяет выделить следующие ключевые показатели этих установок: КПД от пуска электроэнергии или электрический КПД ( $\eta_{\text{эл}}$ ); термический КПД ( $\eta_{\text{терм}}$ ); температуру выхлопа ( $t_{\text{выхл}}$ ); степень сжатия ( $\varepsilon$ ).

Температуры выхлопных газов ГПУ лежат в широком диапазоне от 350 до 550 °С (Рисунок 2.4). При этом следует учитывать, что с ростом  $\eta_{\text{эл}}$  снижается температура выхлопа, что связано с более высокой эффективностью использования энергии топлива. На Рисунках 2.5 и 2.6 показаны зависимости электрического КПД ГПУ от степени сжатия и термического КПД ГПУ от температуры выхлопных газов соответственно.

Таблица 2.1 – Примеры широко распространенных ГПУ

|                                  | Waukesha APG3000 | Waukesha 16V AT27GL | Waukesha VHP9500 GSI | Caterpillar G3616 LE | Caterpillar G3612 LE | Caterpillar G3520 C | Caterpillar G3516 LE | Caterpillar G3412C | Caterpillar G3306 | Cummins 1750 GQNB-50 | Cummins 1160 GQKA | Cummins C315N5C | MWM TCG 2016 V08 C | MWM TCG 2020 V12<br>OLS | MWM TCG 2032 V16 | MWM TCG 2020 V20 | Jenbacher J620GS | Jenbacher J320GS |
|----------------------------------|------------------|---------------------|----------------------|----------------------|----------------------|---------------------|----------------------|--------------------|-------------------|----------------------|-------------------|-----------------|--------------------|-------------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|
| Q <sub>топл</sub> , кВт          | 7631             | 8778                | 4033                 | 9831                 | 6215                 | 4919                | 2882                 | 980                | 332               | 4677                 | 2974              | 875             | 948                | 2791                    | 9891             | 4583             | 7076             | 2606             |
| N <sub>эл</sub> , кВт            | 3234             | 3250                | 1225                 | 3859                 | 2498                 | 1950                | 1030                 | 360                | 108               | 1750                 | 1160              | 315             | 415                | 1125                    | 4300             | 2000             | 3041             | 1063             |
| η <sub>эл</sub> , %              | 42,4             | 37,0                | 30,4                 | 39,3                 | 40,2                 | 39,6                | 35,7                 | 36,7               | 32,5              | 37,4                 | 39,0              | 36,0            | 43,8               | 40,3                    | 43,5             | 43,6             | 43,0             | 40,8             |
| ε                                | 11               | 9                   | 8                    | 10,5                 | 10,5                 | 11,3                | 12                   | 8,5                | 10,5              | 12                   | 14,5              | 11              | 12                 | 12                      | 12               | 13,5             | 11               | 12,5             |
| Q <sub>руб.охл+масло</sub> , кВт | 450              | 1407                | 790                  | 1660                 | 1136                 | 1080                | 525                  | 329                | 97                | 406                  | 315               | 251             | 206                | 569                     | 1864             | 1156             |                  |                  |
| Q <sub>раसेиваемое</sub> , кВт   | 125              | 300                 | 150                  | 323                  | 218                  | 125                 | 115                  | 45                 | 10                | 224                  | 104               | 57              | 19                 | 60                      | 220              | 70               | 188              | 67               |
| Q <sub>генератора</sub> , кВт    | 100              | 110                 | 52                   | 106                  | 77                   | 62,4                | 40,7                 | 25                 | 12,7              | 60                   | 43                |                 | 15                 | 30                      | 90               | 56               |                  |                  |
| Q <sub>выхл</sub> , кВт          | 2804             | 2912                | 1074                 | 2294                 | 1656                 | 1230                | 801                  | 298                | 52                | 1167                 | 754               | 227             | 221                | 710                     | 2240             | 1012             |                  |                  |
| t <sub>выхл</sub> , °C           | 409              | 432                 | 579                  | 402                  | 413                  | 454                 | 508                  | 356                | 594               | 499                  | 469               | 513             | 440                | 496                     | 436              | 424              | 425              | 450              |
| η <sub>термич</sub> , %          | 61,7             | 58,5                | 56,5                 | 61,0                 | 61,0                 | 62,1                | 63,0                 | 57,5               | 61,0              | 63,0                 | 65,7              | 61,7            | 63,0               | 63,0                    | 63,0             | 64,7             | 61,7             | 63,6             |

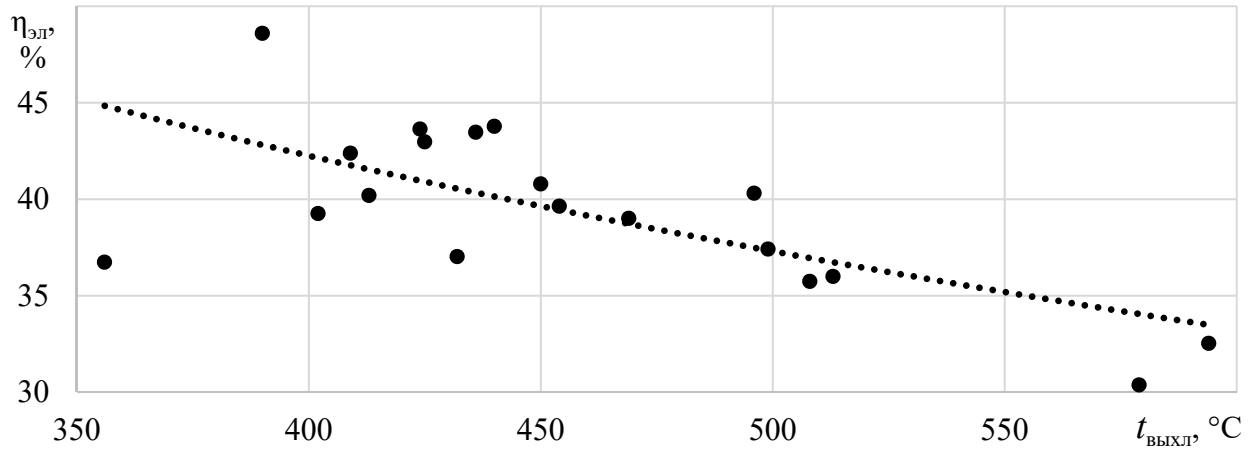


Рисунок 2.4 – Зависимость температуры выхлопных газов ГПУ от электрического КПД

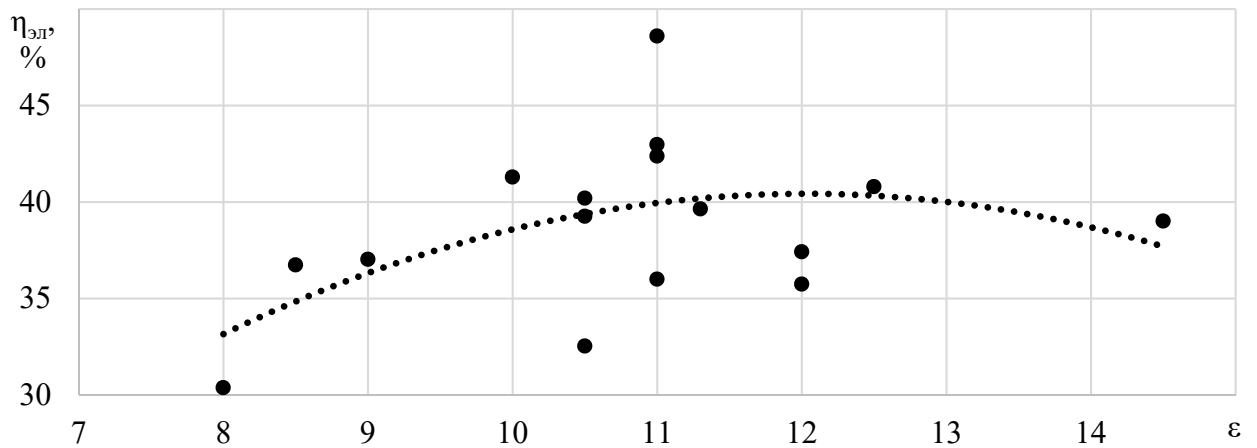


Рисунок 2.5 – Зависимость электрического КПД ГПУ от степени сжатия

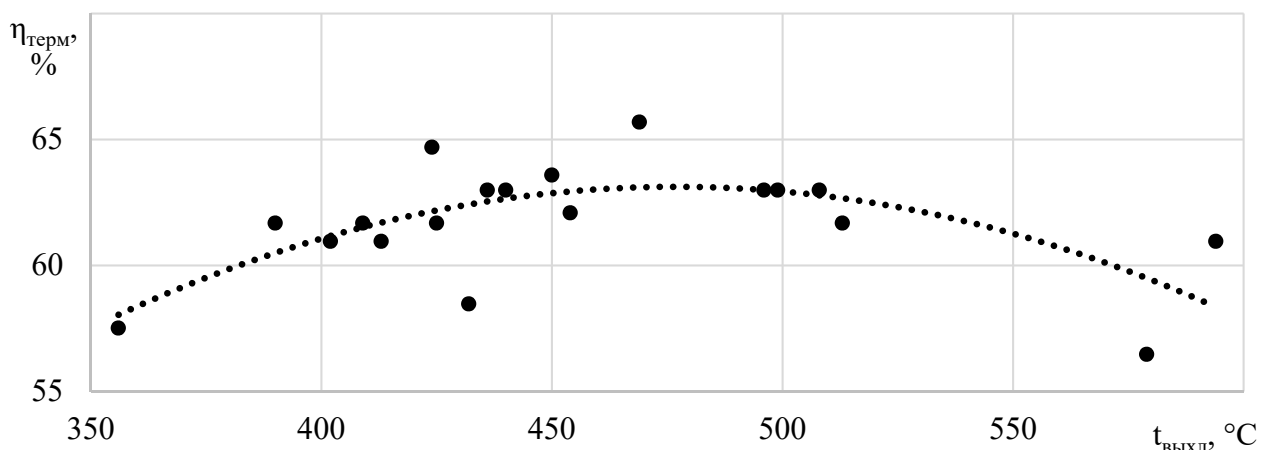


Рисунок 2.6 – Зависимость термического КПД ГПУ от температуры выхлопных газов

Помимо номинальной нагрузки следует принимать во внимание переменные режимы работы, поскольку с падением нагрузки происходит снижение температуры выхлопных газов (Рисунок 2.7) и изменение долей энергетических потоков в общем энергетическом балансе ГПУ (Рисунок 2.8).

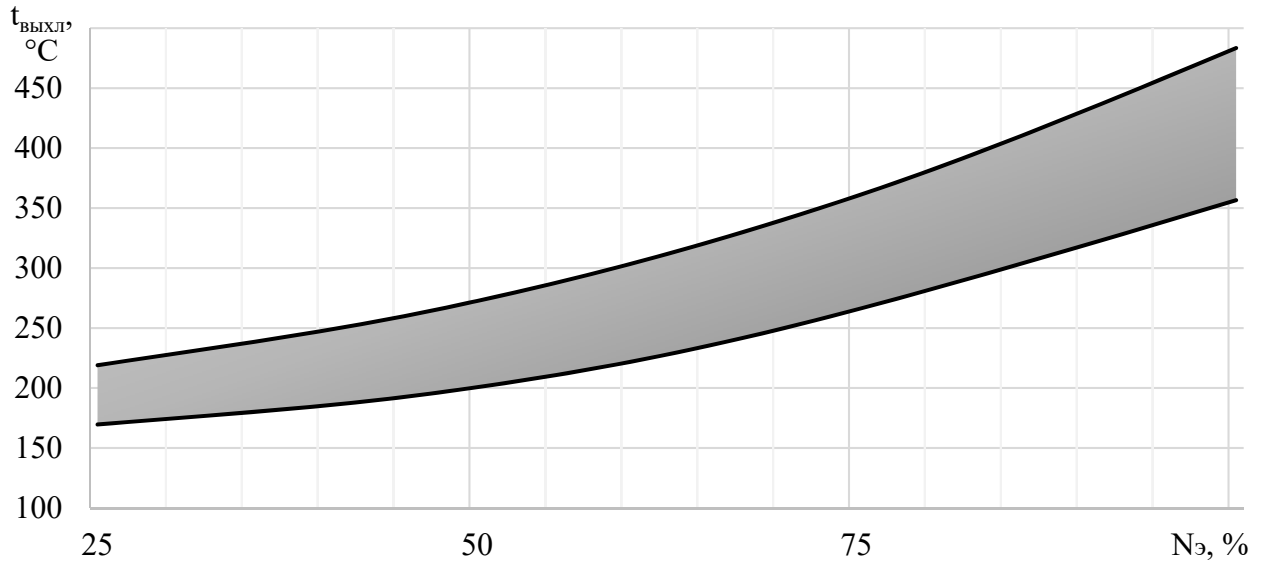


Рисунок 2.7 – Коридор изменения температур выхлопных газов ГПУ в зависимости от нагрузки

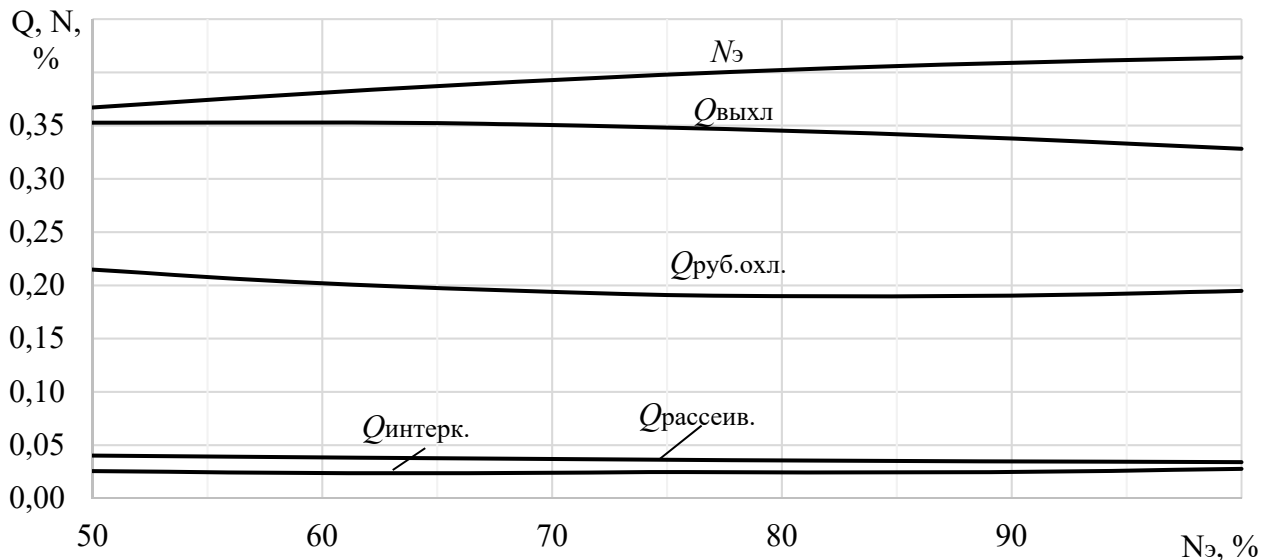


Рисунок 2.8 – Изменение долей энергетических потоков ГПУ с изменением нагрузки:  $N_э$  – доля электрической мощности;  $Q_{\text{выхл}}$  – доля мощности выхлопа;  $Q_{\text{руб.охл}}$  – доля тепла рубашки охлаждения;  $Q_{\text{рассеив}}$  – доля рассеиваемого тепла;  $Q_{\text{интерк}}$  – доля тепловых потерь в интеркулере.

Таким образом совокупность рассмотренных факторов показывает, что в зоне максимальной термической эффективности ( $\eta_{\text{терм}} = 62...66\%$ ) установки обеспечивают температуру выхлопа на уровне  $t_{\text{выхл}} = 400...500\text{ }^{\circ}\text{C}$ , чего достаточно для реализации схемы при сочетании циклов Отто и Ренкина практически на любом теплоносителе.

При определении характеристик паросиловой установки [95] для дальнейшего ее проектирования, помимо начальной температуры пара, следует руководствоваться влажностью пара в последних ступенях турбины, которая не должна превышать 15 % во избежание эрозии лопаток. Область функционирования различных серийных паровых турбин имеет широкие диапазоны термодинамических значений, Рисунок 2.9.

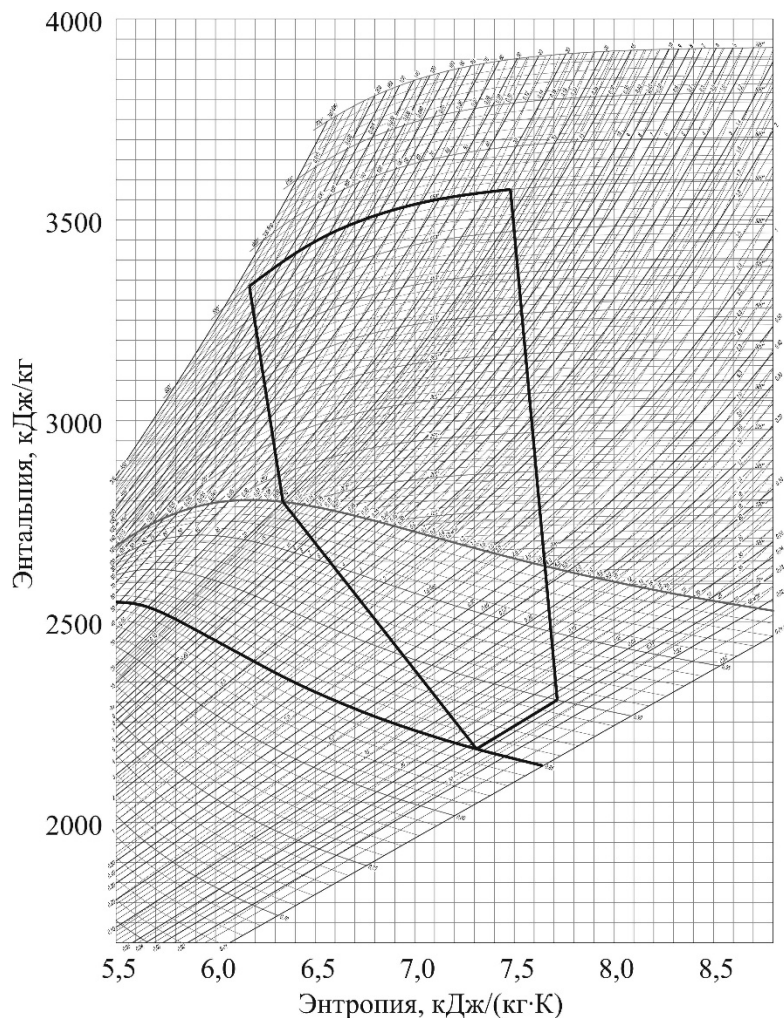


Рисунок 2.9 – Область функционирования широко распространенных серийных паровых турбин

Кроме того, для компактных турбин с малыми габаритами и проходным сечением, ограничением может выступать число Маха  $M_{\text{опт}}$ , определенное для каждого отдельного профиля рабочей или сопловой решетки, которое не может быть значительно превышено во избежание разрушения лопатки. Зависимости скорости звука от температуры и давления показаны на Рисунке 2.10 и Рисунке 2.11 соответственно.

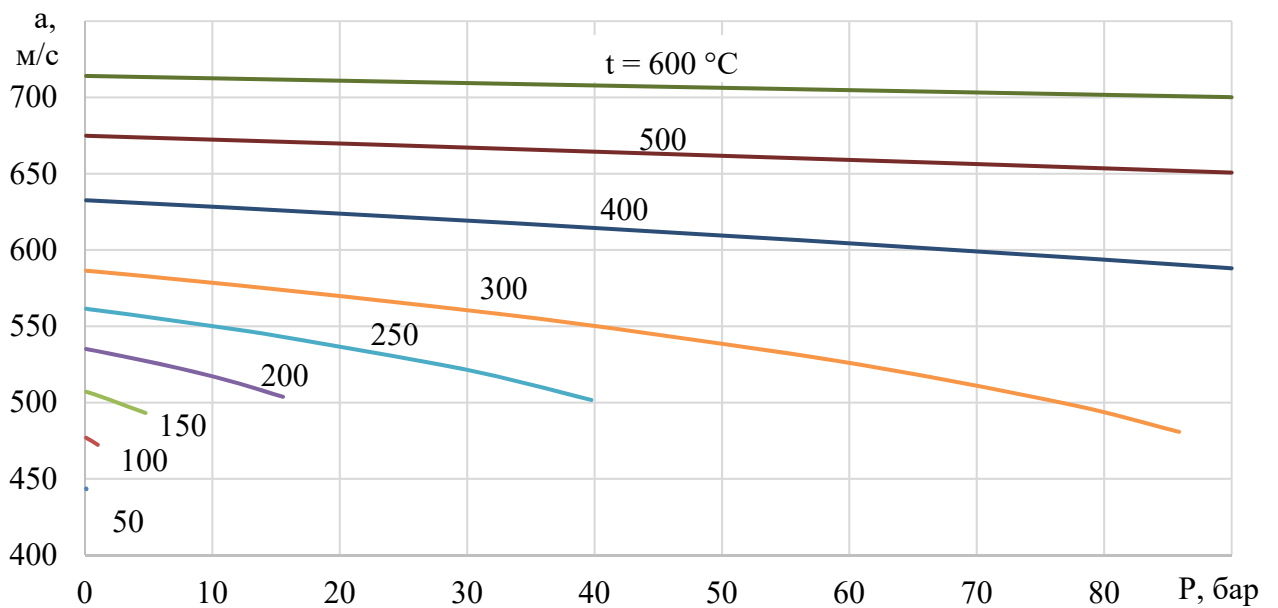


Рисунок 2.10 – Зависимость скорости звука от температуры

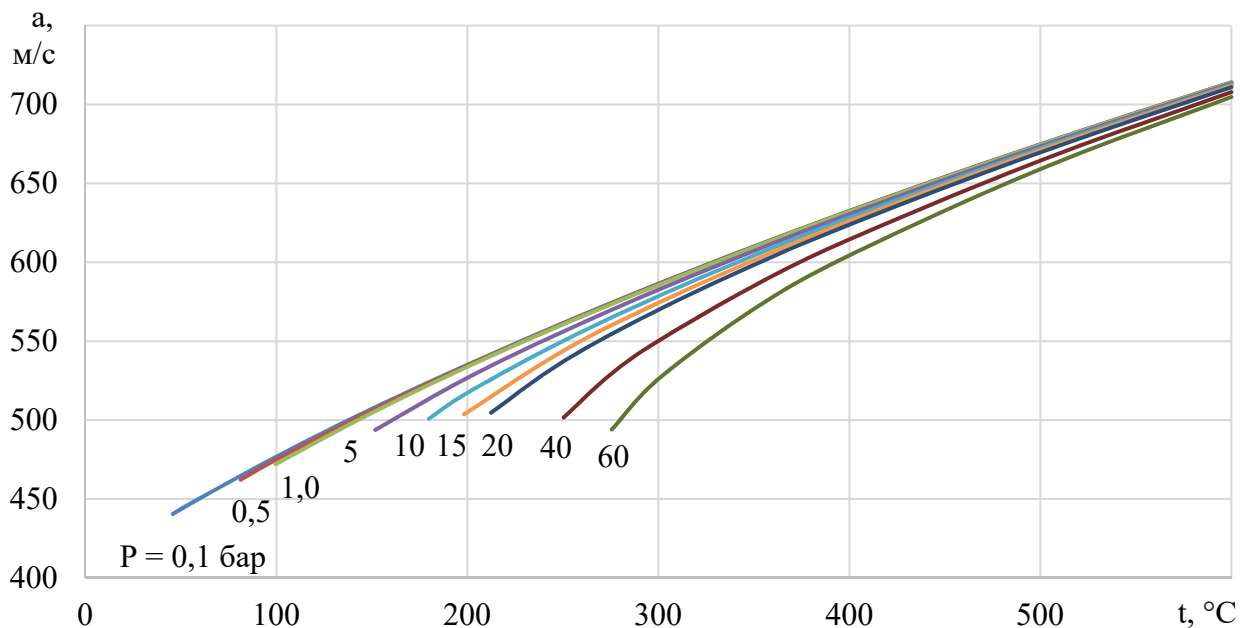


Рисунок 2.11 – Зависимость скорости звука от давления



## 2.2.3 Методика расчета котла-утилизатора

### 2.2.3.1 Котел-утилизатор

Выхлопные газы газопоршневых установок являются ценным тепловым вторичным энергоресурсом (ВЭР). Тепло уходящих газов может использоваться для нагрева воздуха, воды, топлива и для получения пара. Температура уходящих газов лимитируется точкой росы во избежание коррозии металлических поверхностей газоходов и очистного оборудования. В связи с этим правильный выбор и расчет КУ влияет не только на технологические параметры, но и на экономические и экологические показатели. Выбор типа и проект установки КУ необходимо производить с учетом физико-химических свойств выхлопных газов конкретного двигателя [96].

Для обеспечения работы цикла Ренкина в рассматриваемой энергетической установке применяют котел-утилизатор несерийного типа, схема которого показана на Рисунке 2.2.

В основе расчета КУ лежат уравнения его теплового баланса.

$$\left. \begin{aligned} T_{\circ} &= \xi Y_3 (h_{\circ}^* - h''_{\circ}); \\ T_{\circ} &= G_{zz} (h_{zz} - h_{z\hat{A}}) + G_{z\bar{Y}} (h' - h_{z\hat{A}}); \\ T_{\hat{I}} &= n I_{zz} \Delta w_{zz}. \end{aligned} \right\} \quad (2.16)$$

В этих выражениях  $Q_T$  – теплота, отданная дымовыми газами, кВт;  $Q_t$  – теплота, воспринятая рассчитываемой поверхностью нагрева, при тепловосприятии котла-утилизатора, кВт;  $\xi$  – коэффициент сохранения тепла, учитывающий его потери в окружающую среду;  $D_{пп}$  – паропроизводительность котла-утилизатора, кг/с;  $h_{пп}$  – энтальпия перегретого или насыщенного пара на выходе из котла, кДж/кг;  $h_{пв}$  – энтальпия питательной воды, кДж/кг;  $h'$  – энтальпия воды в барабане, кДж/кг;  $V_0$  – объемный расход газов, м<sup>3</sup>/ч;  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $D_{пр}$  – продувочный расход воды, кг/с;  $F$  – площадь поверхности нагрева, м<sup>2</sup>;  $\Delta t$  – температурный напор, °С.

Далее с использованием представленных уравнений и положений нормативного метода [97] расчета котлов разработаны методические положения и алгоритм расчета КУ для рассматриваемой задачи.

### 2.2.3.2 Расчет энтальпии газов и параметров пара и воды

Объёмная теплоёмкость газов рассчитывается как теплоёмкость смеси газов по формуле, кДж/(м<sup>3</sup>·град):

$$c_p = \sum c_{p_i} a_i, \quad (2.17)$$

где  $c_{p_i}$  – объёмные теплоёмкости компонентов смеси при постоянном давлении при температуре газов, кДж/(м<sup>3</sup>·град);

$a_i$  – объёмные доли компонентов смеси, доли ед:

$$a_{CO_2} = 0,1, a_{N_2} = 0,7, a_{H_2O} = 0,2.$$

Энтальпия газов, кДж/м<sup>3</sup>:

$$h_{\delta} = c_s t_{\delta}. \quad (2.18)$$

По программе вычислений свойств воды и водяного пара WaterSteamPro (WSP) определяю параметры пара и воды:

Энтальпия перегретого пара, кДж/кг:

$$h_{\text{III}} = f(t_{\text{III}}; P_{\text{III}}). \quad (2.19)$$

Температура пара в барабане, °С:

$$t'' = f(P_{\text{U}}). \quad (2.20)$$

Давление пара в барабане, бар:

$$P_{\text{U}} = P_{\text{III}} + \Delta P, \quad (2.21)$$

где  $\Delta P \approx 0,1 \cdot P_{\text{zz}}$  - гидравлическое сопротивление пароперегревателя;

Энтальпия пара в барабане, кДж/кг:

$$h'' = f(P_{\text{U}}). \quad (2.22)$$

Энтальпия кипящей воды в барабане, кДж/кг:

$$h' = f(P_{\text{г}}). \quad (2.23)$$

Энтальпия питательной, кДж/кг:

$$h_{\text{пв}} = 4,19 \cdot t_{\text{пв}}. \quad (2.24)$$

Секундный расход дымовых газов, м<sup>3</sup>/с:

$$V_{0\text{ф}} = \frac{V_0}{3600}. \quad (2.25)$$

### 2.2.3.3 Расчет пароперегревателя

Принимаю температуру газов за секцией пароперегревателя, °С:

$$t'_{\text{г.пн}} = t'_{\text{г}} - (50 \div 70). \quad (2.26)$$

Среднеарифметический температурный напор, °С:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(t'_{\text{г}} - t_{\text{пн}}) - (t'_{\text{ср}} - t'')}{\ln \frac{t'_{\text{г}} - t_{\text{пн}}}{t'_{\text{ср}} - t''}}. \quad (2.27)$$

Средняя температура дымовых газов в зоне расположения пароперегревателя, °С:

$$t'_{\text{ср}} = (t'_{\text{г}} + t'_{\text{ср}}) / 2. \quad (2.28)$$

Расход дымовых газов при рабочих условиях в зоне расположения пароперегревателя, м<sup>3</sup>/с:

$$V_{\text{г.пн}} = V_{0\text{с}} \frac{t'_{\text{г.пн}} + 273}{273}. \quad (2.29)$$

Средняя скорость движения дымовых газов в пароперегревателе, м/с:

$$\omega_{\text{г.пн}} = \frac{V_{\text{ср}}}{f_{\text{г}}}, \quad (2.30)$$

где  $f_{\text{г}}$  – площадь живого сечения для прохода газов, м<sup>2</sup>, определяемая по конструктивным характеристикам.

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С):

$$n = \frac{4}{\frac{4}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{4}{\alpha_2}}, \quad (2.31)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи от греющей среды к стенке и от стенки к нагреваемой среде, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\lambda, \delta$  – коэффициент теплопроводности стенки и ее толщина, Вт/(м·К), м.

Коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к пучку труб пароперегревателя, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_4 = \alpha_{\bar{A}} C_{\bar{J}} C_v C_{\bar{O}}, \quad (2.32)$$

где  $\alpha_{\bar{A}}, C_{\bar{J}}, C_v, C_{\bar{O}}$  – параметры, зависящие от условий теплообмена;

$\alpha_{\bar{A}}$  определяют в зависимости от скорости движения газов  $\omega_{r, \text{гип}}$  и наружного диаметра труб  $d_n$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$C_{\bar{J}}$  определяют в зависимости от количества рядов по ходу газов  $z_2$  и отношения шага труб по ширине  $s_1$  к наружному диаметру труб  $d_n$ :

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d_{\bar{A}}}, \quad (2.33)$$

$$C_{\bar{J}} = 1;$$

$C_v$  – в зависимости от количества рядов по ходу газов  $z_2$  и отношения шага труб по глубине  $s_2$  к наружному диаметру труб  $d_n$ , т. е.:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d_{\bar{A}}}, \quad (2.34)$$

$C_{\bar{O}}$  в зависимости от средней температуры дымовых газов  $t_{\text{гип}}^{\text{ср}}$  и содержания в них водяных паров  $r_{\text{к.в.р}}$ .

Количество тепла, отданное дымовыми газами в пароперегревателе, кВт:

$$T_{\bar{z}\bar{z}} = \frac{n I_{\bar{z}\bar{z}} \Delta w_{\bar{z}\bar{z}}}{4333}. \quad (2.35)$$

где  $I_{\bar{z}\bar{z}}$  – поверхность нагрева пароперегревателя, м<sup>2</sup>.

Энтальпия дымовых газов на выходе из пароперегревателя, кДж/м<sup>3</sup>:

$$h'_{\delta z z} = h'_{\delta} - \frac{T_{z z}}{Y_{z \tilde{A}} \xi}, \quad (2.36)$$

где  $\xi$  – коэффициент сохранения тепла, равный 0,90–0,95.

По  $ht$ -диаграмме определяется температура дымовых газов на выходе из пароперегревателя  $w'_{\delta z z}$ .

Погрешность между принятой и полученной температурами дымовых газов:

$$\Delta = \frac{|w'_{\delta z z} + \tilde{z} \tilde{Y} \times \tilde{A} \tilde{\Omega} \tilde{\Gamma} \tilde{N} \tilde{O}, - w'_{\delta z z} + \tilde{z} \hat{U}^2 \tilde{i}^{\text{TM}} \hat{E} \tilde{A} \tilde{A} \tilde{N} \tilde{O}|}{w'_{\delta z z} + \tilde{z} \tilde{Y} \times \tilde{A} \tilde{\Omega} \tilde{\Gamma} \tilde{N} \tilde{O}}, \cdot 433 ( \quad . \quad (2.37)$$

Расчет можно считать корректным, если полученная температура отличается от принятой менее чем на 5 %.

Расчет остальных элементов поверхности нагрева производится аналогично расчету пароперегревателя в последовательности их расположения по ходу движения дымовых газов.

Паропроизводительность котла-утилизатора, кг/с:

$$G_{z z} = \frac{T_{\delta}}{(h_{z z} - h_{z \tilde{A}}) + 3/38(h' - h_{z \tilde{A}})}. \quad (2.38)$$

### 2.2.3.5 Определение габаритных размеров КУ

Суммарная длина труб всех поверхностей нагрева составит, м:

$$L_{\tilde{\Gamma} \tilde{Y}} = \frac{F}{\Pi d_{\text{H}}}. \quad (2.39)$$

Количество труб в пакете при заданной длине  $L_{\text{КУ}}$ :

$$n = \frac{L_{\tilde{\Gamma} \tilde{Y}}}{L_{\text{КУ}}}. \quad (2.40)$$

Ширина и высота секции КУ в осях крайних пучков труб, м:

$$W = 2d_{\text{H}} \cdot n_{\text{W}}. \quad (2.41)$$

$$H = 2d_n \cdot n_H. \quad (2.42)$$

Приведенный метод позволяет задавать практически любую форму КУ, подбирая его форму и пропорции для различных вариантов компоновки.

#### **2.2.4 Основные положения метода расчета паровой турбины лопаточного типа**

Выше показано, что паровая турбина, с использованием которой может быть реализована рассматриваемая схема энергетической установки, обладает небольшой мощностью (не выше 0,5...2 МВт) из-за ограниченных возможностей утилизационного контура. Лопаточные турбины конденсационного типа подобных мощностей серийно не изготавливаются. В связи с этим необходима разработка методики расчета подобной турбины для определения ее энергетических, расходных и конструктивных параметров.

В основе теории теплового процесса, который происходит в паровых турбинах, лежат четыре уравнения, которые принято называть уравнениями движения: уравнение состояния; уравнение неразрывности, уравнение количества движения; уравнение сохранения энергии.

Уравнение состояния характеризует свойства рабочего тела и может быть представлено в следующем виде:

$$h = \frac{k}{k-1} pv + const. \quad (2.43)$$

Здесь  $h$  – энтальпия;  $p$  – давление;  $v$  – объем. Для изоэнтропийного процесса (без теплообмена с окружающей средой) уравнение примет вид:

$$pv^k = const. \quad (2.44)$$

В этом случае показатель изоэнтропы изменяется в диапазоне  $k = 1,26...1,33$  и для перегретого пара принимается  $k = 1,3$ , а для насыщенного  $k = 1,135$ . Эти значения учитываются практическими расчетами.

Уравнение неразрывности связывает динамические характеристики потока и геометрические характеристики канала и в общем случае может быть записано в виде:

$$\int_{F_0} \frac{c_0}{v_0} dF_0 = \int_{F_1} \frac{c_1}{v_1} dF_1. \quad (2.45)$$

В этом выражении  $c_0, v_0, F_0, c_1, v_1, F_1$  – скорость, удельный объем и площадь сечения канала; 0, 1 – входное и выходное сечение канала.

В условиях неизменности расхода уравнение примет вид:

$$G = F \frac{c}{v} = const. \quad (2.46)$$

Уравнение количества движения характеризует энергетический потенциал парового потока и может быть представлено в виде:

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = \int_{p_0}^{p_1} v dp - \int_{x_0}^{x_1} R dx. \quad (2.47)$$

В этом выражении левая часть равенства определяет приращение кинетической энергии потока, которая равна разности работы расширения (левый интеграл) и работы сил трения (второй интеграл). Если пренебречь силами трения и для изоэнтропийного процесса

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = \frac{k}{k-1} (p_1 v_1 - p_0 v_0). \quad (2.48)$$

Выражением (2.44) удобно пользоваться в практических расчетах каналов.

Уравнение сохранения энергии в дифференциальной форме имеет вид:

$$dh + cdc - dq + dL = 0. \quad (2.49)$$

и оно справедливо независимо от того, сопровождается ли течение пара потерями ( $R \neq 0$ ) или происходит без потерь ( $R = 0$ ).

С учетом выражений (2.39)...(2.45) могут быть получены уравнения для решения практических задач расчетов каналов (которые формируют профили турбинных решеток для лопастных машин) в виде:

Приращение кинетической энергии при расширении:

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = h_0 - h_1; \quad (2.50)$$

Определение скорости потока на выходе из канала (решетки):

$$c_1 = \sqrt{2(h_0 - h_1) + c_0^2}; \quad (2.51)$$

Площадь сечения канала:

$$F_1 = G \frac{v_1}{c_1}; \quad (2.52)$$

Критическое отношение давлений:

$$\varepsilon = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}; \quad (2.53)$$

Критическая скорость потока:

$$a = a_0 \sqrt{\frac{2}{k+1}} \quad (2.54)$$

Уравнение, характеризующее форму канала (по отношению к критической скорости):

$$\frac{F}{F_*} = \sqrt{\left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \frac{k-1}{2 \left( \varepsilon^k - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}} \right)}} \quad (2.55)$$

где критическое отношение давлений  $\varepsilon = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ .

Далее в работе на основе выражений (2.39)...(2.51) и укрупненного метода расчета конденсационных одноцилиндровых турбин [98] формируются методические положения и алгоритм расчетов паровых турбин лопаточного типа применительно к рассматриваемой задаче.



### 2.2.4.1 Выбор конструкции турбины

Для паровых конденсационных турбин мощностью до ~60 МВт может быть принята однопоточная однокорпусная конструкция.

Потери давления в стопорном и регулирующем клапанах, МПа:

$$\Delta P_0 = (0,03...0,05) P_0. \quad (2.56)$$

Давление пара на входе в ступень турбины, МПа:

$$p_0 = P_0 - \Delta P_0. \quad (2.57)$$

Энтальпия и энтропия пара перед ступенью, определенные по  $h$ - $s$ -диаграмме:

$$h_0 = f(p_0, t_0), \quad (2.58)$$

$$s_0 = f(p_0, t_0). \quad (2.59)$$

Энтальпия пара на выходе из турбины, найденная в результате построения в  $h$ - $s$ -диаграмме изоэнтропийного процесса расширения, кДж/кг:

$$h_k = f(p_k, s_0). \quad (2.60)$$

Располагаемый теплоперепад на турбину, кДж/кг:

$$H_0 = h_0 - h_k. \quad (2.61)$$

Доля пара в отбор на деаэрактор при параметрах  $P_d$  и  $t_d$  принимается в размере 3,75 % (Рисунок 2,12, Рисунок 2,13).

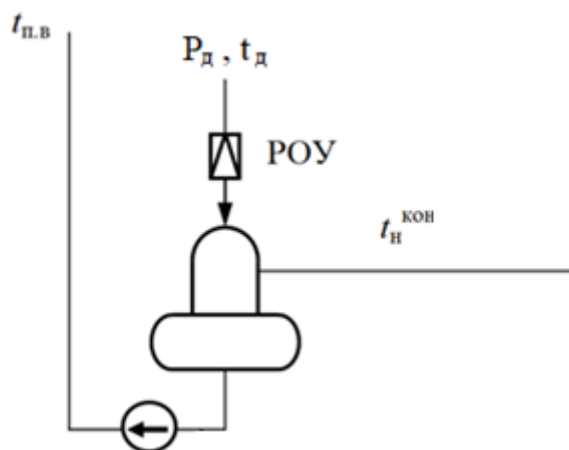


Рисунок – 2.12. Схема регенерации

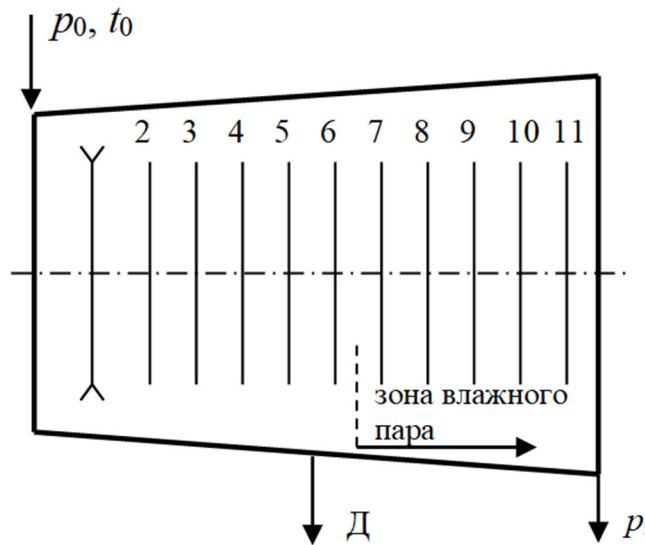


Рисунок 2.13 – Схема проточной части турбины с указанием отбора

Предварительная оценка мощности турбины, кВт:

$$N = \frac{G_0 H_0 \eta_{0i}}{m}, \quad (2.62)$$

где  $m = 1,039$  – учет недовыработки теплотой электроэнергии в  $R$ -системе;  
 $\eta_{0i} = 0,75 \dots 0,90$  – внутренний относительный КПД турбины.

#### 2.2.4.2 Предварительная оценка экономичности

Коэффициент полезного действия одновенечной регулирующей ступени рассчитывается по формуле

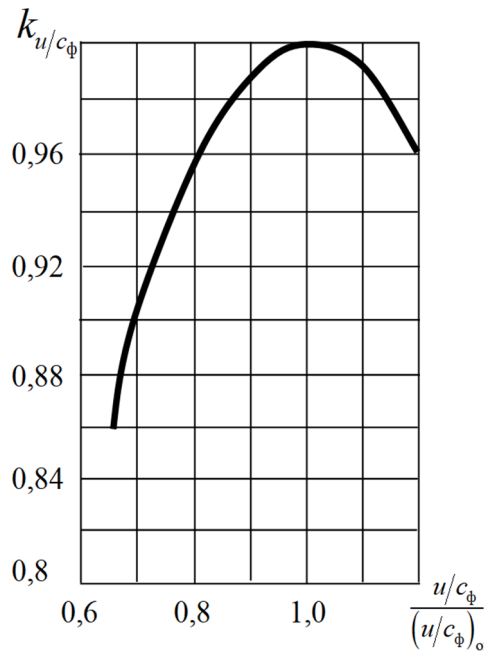
$$\eta_{0i}^{1ст.} = k_{u/c} \left( 0,8 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{D} \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \right), \quad (2.63)$$

где  $k_{u/c} = 1$  - поправочный коэффициент, принятый по Рисунку 2.14;

$D = G_0$ , кг/с;

$p_0$  – давление перед соплами, Мпа;

$v_0$  – удельный объем перед соплами, определен по таблицам водяного пара, м<sup>3</sup>/кг.

Рисунок 2.14 – Поправочный коэффициент  $k_{u/c}$ 

Коэффициент полезного действия отсека (турбины):

$$\eta_{0i}^{\text{отсек}} = \left( 0,925 - \frac{0,5}{D_{\text{cp}} v_{\text{cp}}} \right) \left( 1 + \frac{H_0^{\text{отсек}} - 600}{20000} \right) (1 - \xi_{\text{в.с}}). \quad (2.64)$$

где  $D_{\text{cp}}$  – средний расход пара через отсек, кг/с,

$$D_{\text{cp}} = \sqrt{D_1 D_2}, \quad (2.65)$$

где  $D_1 = G_0$  – расход пара на голову турбины, кг/с;

$D_2$  – расход пара на конденсатор, кг/с;

$$D_2 = D_1 - 0,0375 D_1. \quad (2.66)$$

Здесь и далее индекс «1» соответствует входной характеристике, а индекс «2» выходной.

Средний удельный объем пара в отсеке, м<sup>3</sup>/кг:

$$v_{\text{cp}} = \sqrt{v_1 v_2}. \quad (2.67)$$

Располагаемый теплоперепад в отсеке, кДж/кг:

$$H_0^{\text{отсек}} = H_0 - H_0^{\text{ст.ск}}. \quad (2.68)$$

Потери с выходной скоростью:

$$\xi_{\text{в.с}} = \frac{1}{z} \sin^2 \alpha_1, \quad (2.69)$$

где  $z$  – число ступеней в отсеке;

$\alpha_1$  – угол выхода пара из сопл последней ступени.

Выполняю построение нового процесса расширения пара в турбине, где учитываю потерю в ступени скорости и потерю в остальной турбине и уточняю схему проточной части. При построении определяю теплоперепады и другие термодинамические параметры в разных точках процесса.

По  $H_0^{\text{1ст.}}$  и  $\eta_{0i}^{\text{1ст.}}$  определяю потерю в ступени, кДж/кг:

$$\Delta H^{\text{1ст.}} = H_0^{\text{1ст.}} - \eta_{0i}^{\text{1ст.}} H_0^{\text{1ст.}}. \quad (2.70)$$

Потеря для отсека турбины составит, кДж/кг:

$$\Delta H^{\text{отсек}} = H_0^{\text{отсек}} - \eta_{0i}^{\text{отсек}} H_0^{\text{отсек}}. \quad (2.71)$$

Энтальпия пара на входе в отсек турбины (за ступенью скорости), кДж/кг,

$$h_0^{\text{отсек}} = h_0 - H_0^{\text{ст.ск}} + \Delta H^{\text{ст.ск}}, \quad (2.72)$$

при  $p = \text{const}$  за ступенью скорости.

Энтропия пара на входе в отсек турбины (за ступенью скорости), кДж/кг·К:

$$s_{\text{к}}^{\text{отсек}} = f(p_{\text{ст.ск}}, h_0^{\text{отсек}}). \quad (2.73)$$

Энтальпия пара на выходе из отсека турбины при изоэнтропийном процессе расширения, кДж/кг:

$$h_{\text{кс}}^{\text{отсек}} = f(p_{\text{к}}, s_{\text{к}}^{\text{отсек}}). \quad (2.74)$$

Энтальпия пара на выходе из отсека турбины в реальном процессе расширения (с учетом потерь), кДж/кг:

$$h_{\text{к}}^{\text{отсек}} = h_{\text{кс}}^{\text{отсек}} + \Delta H^{\text{отсек}}. \quad (2.75)$$

Проводится построение процесса при  $p_{\text{к}} = \text{const}$ .

Уточняю внутренний относительный КПД отсека влажного пара:

$$\eta_{0i}^{\text{вп}} = 0,87 \left( 1 + \frac{H_0^{\text{вп}} - 400}{10000} \right) (1 - \xi_{\text{в.с}}) (1 - \xi_{\text{в.п}}). \quad (2.76)$$

где  $H_0^{\text{вп}}$  – располагаемый теплоперепад в отсеке;

$\xi_{\text{в.с}}$  – относительные потери с выходной скоростью;

$\xi_{\text{в.п}}$  – относительная потеря от влажности пара.

$$\xi_{\text{в.п}} = 0,8 \frac{y_1 + y_2}{2}, \quad (2.77)$$

где  $y_1, y_2$  – влажность на входе и выходе (по  $h$ - $s$  диаграмме).

Выполняю построение реального процесса расширения пара в  $hs$ -диаграмме с учетом потерь в ступени скорости и в отсеках, работающих на перегретом и влажном паре. При построении процесса расширения определяю теплоперепады и другие термодинамические параметры в разных точках процесса.

Некоторые параметры для отсека, работающего на сухом паре:

$H_0^{\text{мп}}$  – располагаемый теплоперепад отсека;

$\eta_{0i}^{\text{мп}}$  – внутренний относительный КПД отсека;

Потеря теплоты в отсеке, кДж/кг:

$$\Delta H^{\text{мп}} = H_0^{\text{мп}} - \eta_{0i}^{\text{мп}} H_0^{\text{мп}}. \quad (2.78)$$

Использованный теплоперепад в отсеке, кДж/кг:

$$H_{\text{и}}^{\text{мп}} = H_0^{\text{мп}} - \Delta H^{\text{мп}}. \quad (2.79)$$

$h_0^{\text{вп}}$  – энтальпия пара на входе во влажнопаровой отсек, кДж/кг:

$$h_0^{\text{вп}} \Big|_{p = \text{const за отсеком}} = h_0 - H_0^{\text{ст. ск}} + \Delta H^{\text{ст. ск}} - H_0^{\text{мп}} + \Delta H^{\text{мп}}. \quad (2.80)$$

Некоторые параметры для отсека, работающего на влажном паре:

$H_0^{\text{вп}}$  – располагаемый теплоперепад отсека;

$\eta_{0i}^{\text{вп}}$  – внутренний относительный КПД отсека, кДж/кг;

Потеря теплоты в отсеке влажного пара, кДж/кг:

$$\Delta H^{\text{ВП}} = H_0^{\text{ВП}} - \eta_{0i}^{\text{ВП}} H_0^{\text{ВП}}. \quad (2.81)$$

$h_0^{\text{ВП}}$ , кДж/кг – энтальпия пара на входе во влажнопаровой отсек.

Энтропия на входе в отсек, кДж/кг·К:

$$s_0^{\text{ВП}} = f(p_0^{\text{ВП}}; h_0^{\text{ВП}}). \quad (2.82)$$

Энтальпия в конце изоэнтропийного процесса расширения, кДж/кг:

$$h_{\text{КС}}^{\text{отсек}} = f(p_{\text{К}}; s_{\text{К}}^{\text{ВП}}). \quad (2.83)$$

Энтальпия в конце реального процесса расширения, кДж/кг:

$$h_{\text{К}}^{\text{отсек}} \left| \begin{array}{l} = h_{\text{КС}}^{\text{отсек}} + \Delta H^{\text{ВП}} \\ \text{процесс при } p_{\text{К}} = 0,01 \text{ МПа} = \text{const} \end{array} \right. \quad (2.84)$$

Использованный теплоперепад в отсеке, кДж/кг:

$$H_{\text{И}}^{\text{ВП}} = H_0^{\text{ВП}} - \Delta H^{\text{ВП}}. \quad (2.85)$$

Использованный теплоперепад турбины, кДж/кг:

$$H_{\text{И}}^{\text{T}} = H_0 - (\Delta H^{\text{ст.ск}} + \Delta H^{\text{ПП}} + \Delta H^{\text{ВП}}). \quad (2.86)$$

Внутренний относительный КПД турбины:

$$\eta_{0i}^{\text{T}} = \frac{H_{\text{И}}^{\text{T}}}{H_0}. \quad (2.87)$$

Уточненная мощность турбины, кВт:

$$N = \frac{G_0 H_0 \eta_{0i}}{m}. \quad (2.88)$$

Пример расчета паровой турбины лопаточного типа приведен в разделе 2.4.

## 2.2.5 Методика расчета одноступенчатой трехвенечной паровой турбины

### 2.2.5.1 Расчет сопловой решетки

Задается средний диаметр ступени  $d_{ср}$  (для турбин с  $N < 25$  МВт допустимо принимать  $d_{ср} = 0,6 \dots 1,0$  м) и принимается согласно рекомендациям (Рисунок 2.15) оптимальное соотношение  $(u/c_{ф})_{опт}$ :

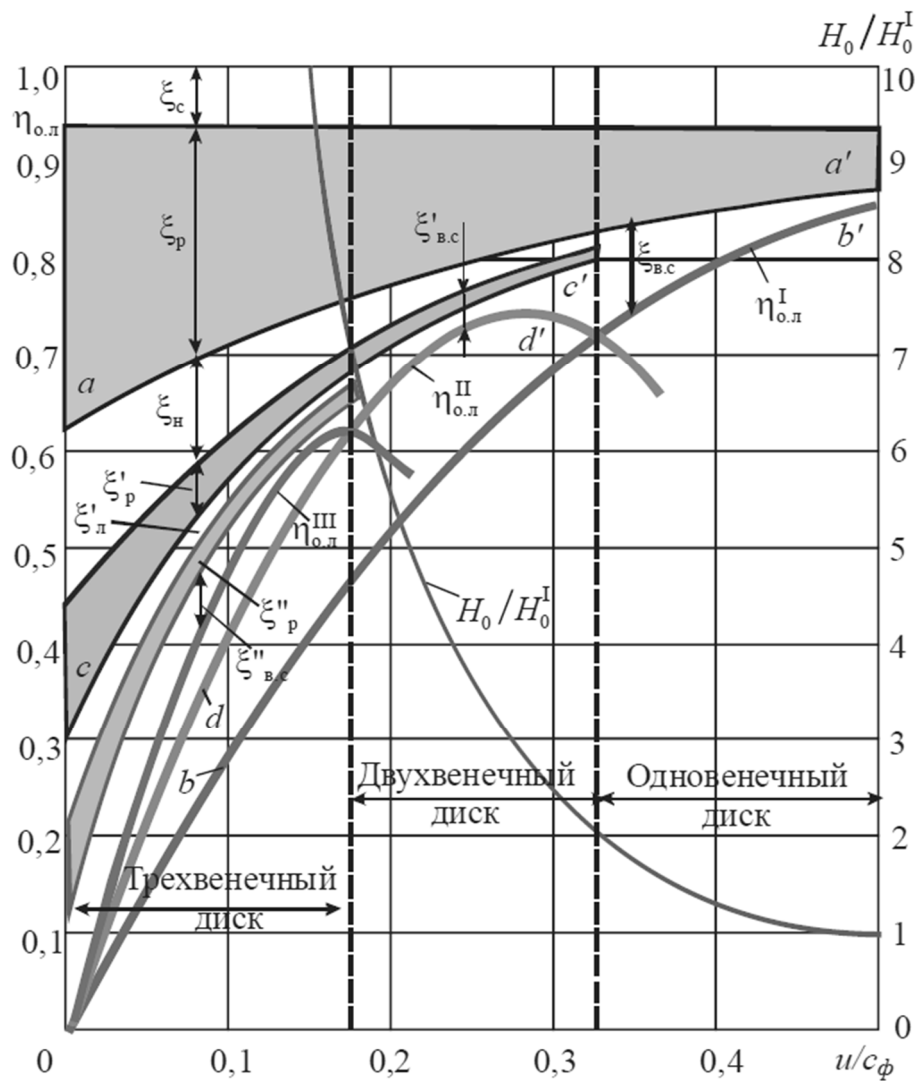


Рисунок 2.15 – Поправочный коэффициент  $k_{u/c}$

Окружная скорость, м/с:

$$u = \pi d_{ср} n, \quad (2.89)$$

Фиктивная скорость, м/с:

$$c_{\phi} = \frac{u}{\left(u/c_{\phi}\right)_{\text{опт}}}, \quad (2.90)$$

Располагаемый теплоперепад ступени от параметров торможения, кДж/кг:

$$\bar{h}_0 = 10^{-3} \frac{c_{\phi}^2}{2}, \quad (2.91)$$

Задается степень реактивности с учетом того, что трехвенечную турбину выполняют как ступень скорости с малой степенью реактивности, а наибольший КПД ступени обеспечивается при суммарном  $\theta = 0,13 \dots 0,16$ , при этом степень реактивности первого и второго венца  $\theta_1 = 0,03 \dots 0,04$ , а направляющего аппарата  $\theta_{\text{п}} = 0,08 \dots 0,1$ .

Располагаемый теплоперепад на сопловой решетке с учетом реактивности, кДж/кг:

$$h_{0c} = \bar{h}_0 (1 - \theta_1 - \theta_{\text{п}} - \theta_1' - \theta_{\text{п}}' - \theta_1''), \quad (2.92)$$

Располагаемый теплоперепад на решетках, кДж/кг:

$$\begin{aligned} h_{0p} &= \theta_1 \bar{h}_0, & h_{0\text{п}} &= \theta_{\text{п}} \bar{h}_0, & h'_{0p} &= \theta_1' \bar{h}_0, \\ h'_{0\text{п}} &= \theta_{\text{п}}' \bar{h}_0, & h''_{0p} &= \theta_1'' \bar{h}_0 \end{aligned} \quad (2.93)$$

Давление за сопловой решеткой  $p_1$  определяется при изоэнтропийном расширении пара от точки  $\bar{h}_0$  со снижением энтальпии на  $h_{0c}$  кДж/кг.

Теоретическая скорость на выходе из сопла при изоэнтропийном процессе (м/с) и число Маха:

$$c_{1t} = \sqrt{2h_{0c}}, \quad (2.94)$$

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_1}, \quad (2.95)$$

где  $a_1$  – скорость звука, м/с.

Согласно величине числа Маха, нужно будет выбрать профиль лопатки со сверхзвуковым течением.



Определение режима истечения: отношение давлений  $\frac{p_1}{p_0}$  сравнивается с

критическим отношением давлений  $\left(\frac{p_1}{p_0}\right)_{\text{кр}}$  (0,546 для перегретого и 0,577 для влажного пара).

Если  $\frac{p_1}{p_0} < \left(\frac{p_1}{p_0}\right)_{\text{кр}}$ , то режим истечения докритический. Если  $\frac{p_1}{p_0} > \left(\frac{p_1}{p_0}\right)_{\text{кр}}$ ,

то режим истечения критический.

Выходная площадь сопловой решетки, м<sup>2</sup>:

Для перегретого пара: 
$$F_1 = \frac{D}{0,667\mu_1\sqrt{\frac{p_0}{v_0}}}, \quad (2.96)$$

Для влажного пара: 
$$F_1 = \frac{D}{0,635\mu_1\sqrt{\frac{p_0}{v_0}}}.$$

Коэффициент расхода  $\mu$  допустимо принимать на уровне 0,97...0,99.

На основании полученных в результате расчетов данных по атласу профилей выбирается профиль так, чтобы расчетное число Маха наиболее близко подходило к справочным значениям, а тип решетки совпадал с требуемым.

По атласу [99] определяют другие характеристики профиля:  $\bar{t}$  – относительный шаг;  $b_1$  – хорда профиля.

Высота сопловой лопатки, мм:

$$l_1 = \frac{e \cdot l_1}{e_{\text{опт}}}, \quad (2.97)$$

где  $e \cdot l_1$  – относительная высота лопатки, мм:

$$e \cdot l_1 = 10^2 \frac{F_1}{\pi d_{\text{ср}} \sin \alpha_{1\text{э}}} = 10^2, \quad (2.98)$$

$e_{\text{опт}}$  – оптимальная степень парциальности:

$$e_{\text{опт}} = 0,33\sqrt{e \cdot l_1}, \quad (2.99)$$

Число каналов сопловой решетки, шт.:

$$z_1 = \frac{\pi d_{\text{ср}} e_{\text{опт}}}{b_1 \bar{t}_1}, \quad (2.100)$$

Потеря энергии в сопловой решетке, кДж/кг:

$$\Delta h_c = \xi_c h_{0c}, \quad (2.101)$$

где  $\xi = 0,04 \dots 0,12$  – коэффициент потерь для сопловых и рабочих решеток.

Угол выхода  $\alpha_1$  по формуле Бэра:

$$\sin \alpha_1 = \sin \alpha_{1\text{э}} \frac{v_{1t}}{v_*} \cdot \frac{c_*}{c_{1t}}, \quad (2.102)$$

где  $v_{1t}$  – удельный объем при изоэнтروпийном расширении, м<sup>3</sup>/кг;

$c_{1t}$  – скорость на выходе из сопел при изоэнтропийном процессе, м/с;

$v_*$  – критический объем, м<sup>3</sup>/кг;

$c_*$  – критическая скорость, м/с;

$$c_* = 1,064 \sqrt{p_0 v_0}, \quad (2.103)$$

Расчетный угол выхода с учетом поправки в косом срезе:

$$\alpha_1 = \arcsin \alpha_{1\text{э}} \frac{v_{1t}}{v_*} \cdot \frac{c_*}{c_{1t}}.$$

Действительная скорость выхода из сопел, м/с:

$$c_1 = \psi c_{1t}, \quad (2.104)$$

где  $\psi$  – коэффициент скорости:

$$\psi = \sqrt{1 - \xi_c}, \quad (2.105)$$

Строится треугольник скоростей на выходе из сопловой решетки, откуда определяется скорость и угол входа в первую рабочую решетку. Из треугольника определяются  $w_1$  м/с и угол ее направления  $\beta_1$ .

### 2.2.5.2 Расчет рабочей решетки

Теоретическая скорость на выходе из решетки, м/с:

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot \theta_1 \bar{h}_0 + w_1^2}, \quad (2.106)$$

Выполняется построение процесса изоэнтропийного расширения в  $hs$ -диаграмме от окончания процесса расширения в соплах до снижения энтальпии на  $h_{0p}$  кДж/кг при  $s = \text{const}$ .

По числу Маха определяется характер течения:

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{a_p}, \quad (2.107)$$

Здесь скорость звука  $a_p$  определена в точке выхода из рабочей решетки с давлением  $p_2$  при изоэнтропийном расширении.

Выходная площадь рабочей решетки, м<sup>2</sup>:

$$F_2 = \frac{D \cdot v_{2t}}{\mu_2 w_{2t}}, \quad (2.108)$$

где  $\mu_2 = 0,97$  - коэффициент расхода;

$v_{2t}$  – удельный объем пара за решеткой при изоэнтропийном процессе расширения.

Высота лопаток рабочей решетки с учетом перекрышки, мм:

$$l_2 = l_1 + \Delta, \quad (2.109)$$

где  $\Delta$  – величина перекрышки (рекомендуется принимать в диапазоне 1...6 мм, большие значения для больших высот лопаток).

Угол выхода из рабочей решетки:

$$\sin \beta_{2\alpha} = \frac{F_2}{\pi d_{cp} e l_2}, \quad (2.1110)$$

где  $e = e_{\text{opt}}$  – степень парциальности;

Коэффициент потерь энергии на первой рабочей решетке  $\xi_p$  определяют как для (2.101).

Потеря энергии, кДж/кг:

$$\Delta h_p = 10^{-3} \frac{w_{2t}^2}{2} \xi_p. \quad (2.111)$$

Строится процесс в  $hs$ -диаграмме. К точке окончания изоэнтропийного процесса расширения в первой рабочей решетке прибавляется величина потери энергии  $\Delta h_p$ , на изобаре  $p_2$  откладывается новое значение энтальпии. Полученная точка характеризует окончание реального процесса расширения пара в рабочей решетке.

По треугольнику скоростей определяются скорость выхода из рабочей решетки первого ряда  $c_2$  и угол ее выхода  $\alpha_2$ .

Число лопаток первой рабочей решетки, шт:

$$z_2 = \frac{\pi d_{cp} e}{b_2 \bar{t}_2}, \quad (2.112)$$

где  $e = 1$  – степень парциальности.

Потери на трение и от парциального подвода пара, кДж/кг:

$$\Delta h_{тр+парц} = h_{0c} (\xi_{тр} + \xi_{парц}), \quad (2.113)$$

где  $\xi_{тр}$  – относительная потеря на трение.

$$\xi_{тр} = k_{тр} \frac{d_{cp}^2}{F_1} \cdot \left( \frac{u}{c_\phi} \right)^3. \quad (2.114)$$

Потери с выходной скоростью и потери на трение и от парциального подвода пара откладываются на  $hs$ -диаграмме.

Расчетный внутренний относительный КПД ступени:

$$\eta_{0i} = \frac{\bar{H}_и}{\bar{H}_0}, \quad (2.115)$$

где  $\bar{H}_и$ , кДж/кг – использованный теплоперепад ступени от параметров торможения, определенный при помощи  $hs$ -диаграммы.

Аналогичным образом проводятся расчеты для первой поворотной, второй рабочей, второй поворотной и третьей рабочей решеток.

### 2.3 Результаты расчета котла-утилизатора

С использованием положений §2.2.3 проведен расчет котла-утилизатора. При этом в качестве ГПУ принята установка Jenbacher JMS 620 GS (Таблица 2.2).

Таблица 2.2 – Характеристики ГПУ Jenbacher JMS 620 GS [100]

| №  | Наименование                | Размерность        | Значение   |
|----|-----------------------------|--------------------|------------|
| 1  | 2                           | 3                  | 4          |
| 1  | Номинальная мощность        | кВт                | 3044       |
| 2  | Потребление топлива         | кВт                | 7076       |
| 3  | Электрический КПД, %        | %                  | 43,01      |
| 4  | Расположение блоков         |                    | V-образное |
| 5  | Количество цилиндров        | шт                 | 20         |
| 6  | Диаметр цилиндра            | мм                 | 190        |
| 7  | Ход поршня                  | мм                 | 120        |
| 8  | Объем двигателя             | л                  | 124,8      |
| 9  | Объем выхлопных газов       | нм <sup>3</sup> /ч | 13666      |
| 10 | Температура выхлопных газов | °С                 | 425        |
| 11 | Габаритные размеры:         |                    |            |
|    | - длина                     | мм                 | 8900       |
|    | - ширина                    | мм                 | 2200       |
|    | - высота                    | мм                 | 2800       |
| 12 | Сухой вес                   | кг                 | 12000      |
| 13 | Удельная стоимость          | \$/кВт             | 560        |

Принципиальная схема котла-утилизатора барабанного типа показывает, что в нем достаточно удобно размещаются три группы поверхностей нагрева, Рисунок 2.16. Расчет каждой группы поверхностей нагрева проведен в соответствии с положениями нормативного метода, Рисунок 2.17 [97].

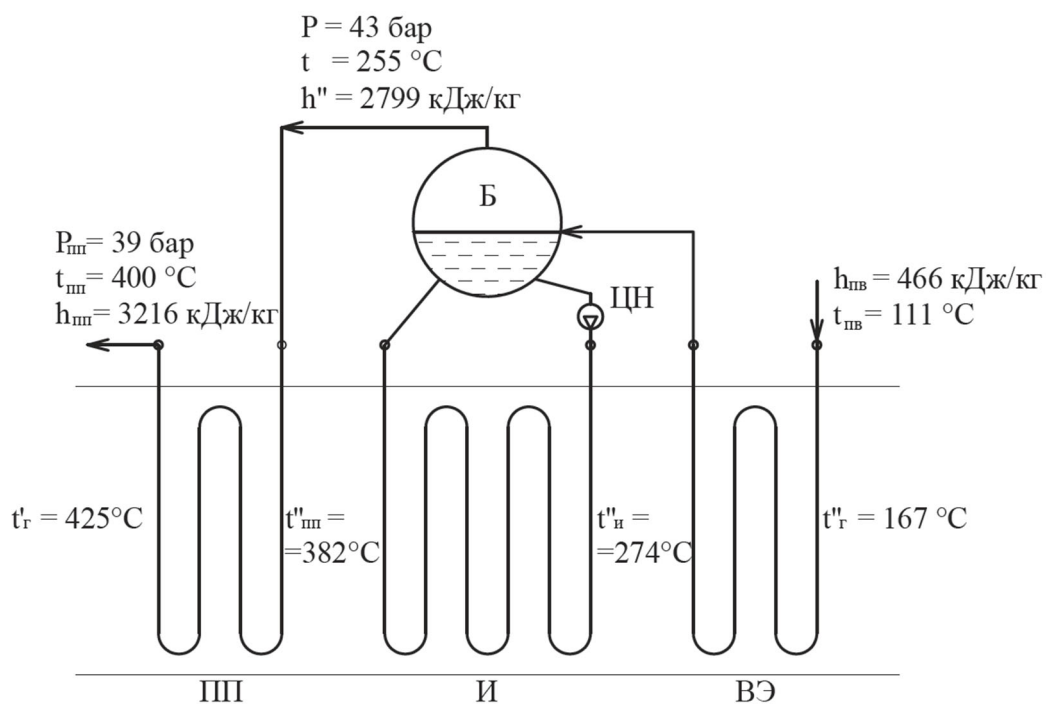


Рисунок 2.16 – Основные параметры сред в котле-утилизаторе:  
 ПП – пароперегреватель; И – испаритель; ВЭ – водяной экономайзер;  
 Б – барабан; ЦН – циркуляционный насос.

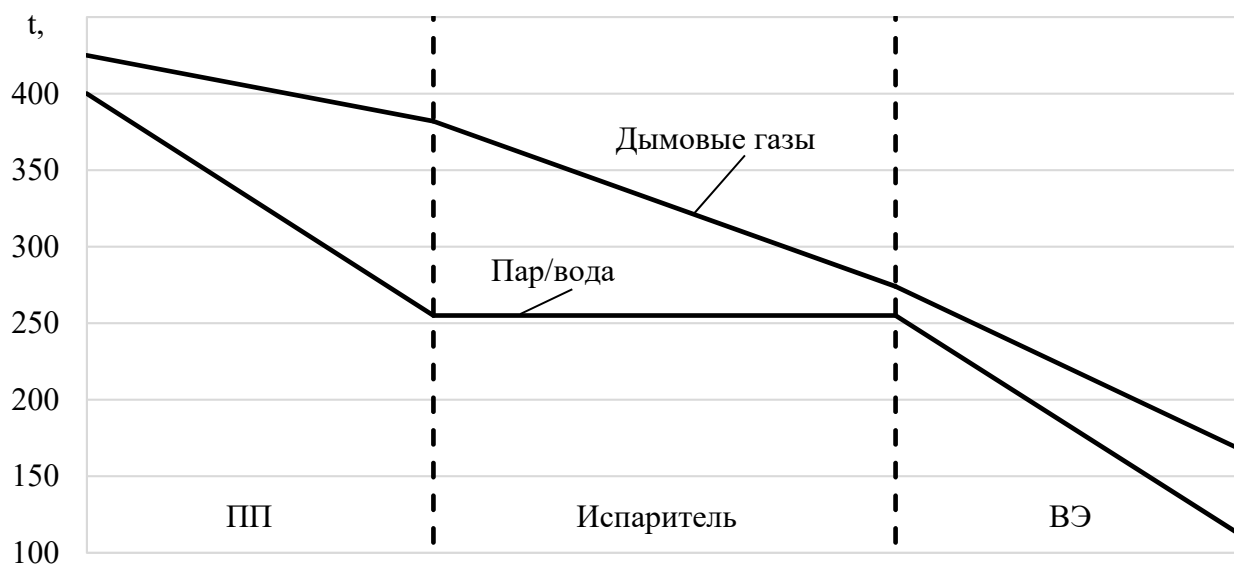


Рисунок 2.17 – Температурные напоры дымовых газов и рабочего тела в КУ

В результате расчетов определены все энергетические, расходные и массогабаритные характеристики котла-утилизатора, Таблица 2.3, Таблица 2.4.

Таблица 2.3 – Результаты расчета котла-утилизатора

| №  | Наименование  | Размерность                | Значение |       |       |
|----|---|----------------------------|----------|-------|-------|
| 1  | 2   | 3                          | 4        |       |       |
| 1  | Температура газов, $t_{\Gamma}$   | °С                         | 425      |       |       |
| 2  | Объемная теплоемкость газов, $c_p$  | кДж/(м <sup>3</sup> ·град) | 1,436    |       |       |
| 3  | Энтальпия газов, $h_{\Gamma}$   | кДж/кг                     | 612      |       |       |
| 4  | Температура перегретого пара, $t_{пп}$  | °С                         | 405      |       |       |
| 5  | Давление перегретого пара, $P_{пп}$   | бар                        | 40       |       |       |
| 6  | Энтальпия перегретого пара, $h_{пп}$  | кДж/кг                     | 3226     |       |       |
| 7  | Температура среды в барабане, $t''$   | °С                         | 254,4    |       |       |
| 8  | Давление среды в барабане, $P_{б}$  | бар                        | 42,9     |       |       |
| 9  | Энтальпия пара в барабане, $h''$  | кДж/кг                     | 2799     |       |       |
| 10 | Энтальпия кипящей воды в барабане, $h'$   | кДж/кг                     | 1108     |       |       |
| 11 | Энтальпия питательной воды, $h_{пв}$  | кДж/кг                     | 466      |       |       |
| 12 | Секундный расход дымовых газов, $V_{0с}$  | м <sup>3</sup> /с          | 3,796    |       |       |
|    |   |                            | ПП       | И     | ВЭ    |
| 13 | Принятая температура газов за секцией, $t'_{\Gamma}$                                | °С                         | 360      | 255   | 167   |
| 14 | Среднелогарифмический температурный напор, $\Delta t_{\Gamma}$                      | °С                         | 63       | 41    | 29    |
| 15 | Средняя температура дымовых газов в секции, $t_{\Gamma}^{ср}$                       | °С                         | 393      | 315   | 217   |
| 16 | Расход дымовых газов при рабочих условиях в секции, $V_{\Gamma}$                    | м <sup>3</sup> /с          | 9,254    | 8,176 | 6,816 |
| 17 | Средняя скорость движения дымовых газов в секции, $\omega_{\Gamma}$                 | м/с                        | 7,315    | 6,463 | 5,992 |
| 18 | Коэффициент теплоотдачи конвекцией от дымовых газов к пучку труб секции, $\alpha_k$ | Вт/(м <sup>2</sup> ·К)     | 82,68    | 83,46 | 72,38 |
| 19 | Эффективная толщина излучающего газового слоя, $l_{эф}$                             | м                          | 0,161    | 0,355 | 0,161 |
| 20 | Степень черноты дымовых газов, $\epsilon_{\Gamma}$                                  | -                          | 0,152    | 0,236 | 0,171 |
| 21 | Эффективная степень черноты, $\epsilon_{ст.эф}$                                     | -                          | 0,9      | 0,9   | 0,9   |

| №  | Наименование   | Размерность            | Значение  |         |         |
|----|--|------------------------|-----------|---------|---------|
| 1  | 2  | 3                      | 4         |         |         |
| 22 | Коэффициент теплопередачи, $k$   | Вт/(м <sup>2</sup> ·К) | 67,163    | 73,124  | 63,124  |
| 23 | Количество тепла, отданное дымовыми газами в секции, $Q$                     | кВт                    | 130,584   | 419,620 | 253,266 |
| 24 | Энтальпия дымовых газов на выходе из пароперегревателя, $h'_r$               | кДж/м <sup>3</sup>     | 546       | 374     | 235     |
| 25 | Расчетная температура газов за секцией, $t'_r$                               | °С                     | 375       | 267     | 170     |
| 26 | Погрешность между принятой и расчетной температурами дымовых газов, $\Delta$ | %                      | 4,2       | 4,6     | 1,9     |
| 27 | Теплота, отданная дымовыми газами в котле-утилизаторе, $Q_r$                 | кВт                    | 1576      |         |         |
| 28 | Паропроизводительность, $D_{пп}$   | т/ч (кг/с)             | 2 (0,566) |         |         |

Таблица 2.4 – Массогабаритные и конструктивные характеристики КУ

| №  | Наименование показателя                | Размерность    | Значение |
|----|--|----------------|----------|
| 1  | 2                                      | 3              | 4        |
| 1  | Сопротивление газ. тракта              | кПа            | 1,17     |
|    | Поверхность нагрева                    | м <sup>2</sup> |          |
| 2  | – пароперегревателя                    |                | 25       |
| 3  | – 1 испарительного пакета              |                | 45,25    |
| 4  | – 2 испарительного пакета              |                | 50       |
| 5  | – 3 испарительного пакета              |                | 45,75    |
| 6  | – водяного экономайзера                |                | 90       |
| 7  | Длина                                  | м              | 9,2      |
| 8  | Ширина                                 | м              | 4,2      |
| 9  | Высота                                 | м              | 8,9      |
|    | Число параллельно включенных змеевиков | шт             |          |
| 10 | – 1–3 испарительного пакета            |                | 15       |
| 11 | – пароперегревателя                    |                | 7        |
| 12 | – водяного экономайзера                |                | 4        |



| №  | Наименование показателя                         | Размерность    | Значение |
|----|---|----------------|----------|
| 1  | 2   | 3              | 4        |
|    | Площадь сечения для прохода газов, $f_{\Gamma}$ | м <sup>2</sup> |          |
| 13 | – 1–3 испарительного пакета                     |                | 1,265    |
| 14 | – пароперегревателя                             |                | 1,265    |
| 15 | – водяного экономайзера                         |                | 1,1375   |
|    | Площадь сечения для пара и воды, $f_{\Pi}$      | м <sup>2</sup> |          |
| 16 | – 1–3 испарительного пакета                     |                | 0,00795  |
| 17 | – пароперегревателя                             |                | 0,00398  |
| 18 | – водяного экономайзера                         |                | 0,00213  |
| 19 | Диаметр труб, $d_{\text{н}}/d_{\text{вн}}$      | мм             | 32/26    |
|    | Кол-во рядов по ходу газов, $z_2$               | шт             |          |
| 20 | – 1 испарительного пакета                       |                | 20       |
| 21 | – 2 испарительного пакета                       |                | 22       |
| 22 | – 3 испарительного пакета                       |                | 22       |
| 23 | – пароперегревателя                             |                | 8        |
| 24 | – водяного экономайзера                         |                | 2×20     |
|    | Шаг труб по ширине, $s_1$                       | мм             |          |
| 25 | – 1–3 испарительного пакета                     |                | 172      |
| 26 | – пароперегревателя                             |                | 86       |
| 27 | – водяного экономайзера                         |                | 86       |
| 28 | Шаг труб по глубине, $s_2$                      | мм             | 70       |

Котел-утилизатор может быть выполнен в сборном блочно-модульном варианте, поскольку его секции могут быть изготовлены с габаритами, не превышающими габариты железнодорожной платформы 13,3 х 2,6 х 2,90 м, при паропроизводительности 2 т/ч для газопоршневой установки мощностью 3,044 МВт.

## 2.4 Результаты расчета паровой турбины лопаточного типа

С использованием положений §2.2.4 проведен расчет ряда многоступенчатых паровых турбин лопаточного типа.

Таблица 2.5 – Расчетные параметры турбины

| № | Наименование                           | Размерность     | Значение              |
|---|--|-----------------|-----------------------|
| 1 | 2                                      | 3               | 4                     |
| 1 | Расход пара, $G_0$                     | кг/с            | 0,5...50              |
| 2 | Начальные параметры пара, $P_0/t_0$    | МПа/°С          | от 0,7/250 до 3,9/400 |
| 3 | Давление отработавшего пара, $p_k$     | МПа             | 0,01                  |
| 4 | Температура питательной воды, $t_{пв}$ | °С              | 111                   |
| 5 | Частота вращения, $n$                  | с <sup>-1</sup> | 50                    |
| 6 | Давление в деаэраторе, $P_d$           | МПа             | 0,139                 |
| 7 | Схема системы регенерации              |                 | Д                     |

Полагая, что конфигурация энергетической установки может иметь разную архитектуру от моноблока до мультиблока, когда на группу однотипных ГПУ предусмотрена установка одной ПТУ расчеты выполнены для турбин с расходом пара в диапазоне 0,5...50 кг/с.

Результаты расчетов и оценки экономичности турбины для различных начальных параметров пара и расходов сведены в Таблицу 2.6.

Таблица 2.6 – Результаты расчетов и оценки экономичности турбины

| №  | Наименование  | Размерность | Значение |       |       |       |       |       |       |       |
|----|---|-------------|----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 1  | 2   | 3           | 4        |       |       |       |       |       |       |       |
| 1  | Температура острого пара, $t_0$   | °С          | 400      |       |       |       |       |       |       |       |
| 2  | Давление острого пара, $p_0$  | МПа         | 3,9      |       |       |       |       |       |       |       |
| 3  | Располагаемый теплоперепад на турбину, $H_0$                            | кДж/кг      | 1064     |       |       |       |       |       |       |       |
| 4  | Число ступеней, $z$   | шт          | 13       |       |       |       |       |       |       |       |
| 5  | Расход пара   | кг/с        | 0,5      | 1     | 1,5   | 2     | 5     | 10    | 25    | 50    |
| 6  | Располагаемый теплоперепад на регулирующей ступени, $H_0^{1ст.}$        | кДж/кг      | 50       | 50    | 50    | 50    | 50    | 50    | 50    | 50    |
| 7  | Коэффициент полезного действия регулирующей ступени, $\eta_{0i}^{1ст.}$ | –           | 0,797    | 0,799 | 0,799 | 0,799 | 0,800 | 0,800 | 0,800 | 0,800 |
| 8  | Коэффициент полезного действия отсека (турбины), $\eta_{0i}^{отсек}$    | –           | 0,902    | 0,922 | 0,929 | 0,932 | 0,938 | 0,940 | 0,941 | 0,942 |
| 9  | Внутренний относительный КПД отсека влажного пара, $\eta_{0i}^{вп}$     | –           | 0,823    | 0,822 | 0,826 | 0,822 | 0,822 | 0,822 | 0,822 | 0,822 |
| 10 | Использованный теплоперепад турбины, $H_{и}^T$                          | кДж/кг      | 862      | 881   | 887   | 888   | 893   | 894   | 894   | 895   |
| 11 | Внутренний относительный КПД турбины, $\eta_{0i}^T$                     | –           | 0,810    | 0,828 | 0,834 | 0,835 | 0,839 | 0,840 | 0,841 | 0,841 |
| 12 | Уточненная мощность турбины, $N_T$                                      | кВт         | 415      | 848   | 1281  | 1710  | 4299  | 8601  | 21518 | 43051 |

Продолжение таблицы 2.6

| №  | Наименование  | Размерность | Значение |       |       |       |       |       |       |       |
|----|---|-------------|----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 1  | 2   | 3           | 4        |       |       |       |       |       |       |       |
| 1  | Температура острого пара, $t_0$   | °С          | 365      |       |       |       |       |       |       |       |
| 2  | Давление острого пара, $p_0$  | МПа         | 3,0      |       |       |       |       |       |       |       |
| 3  | Располагаемый теплоперепад на турбину, $H_0$                            | кДж/кг      | 992      |       |       |       |       |       |       |       |
| 4  | Число ступеней, $z$   | шт          | 12       |       |       |       |       |       |       |       |
| 5  | Расход пара   | кг/с        | 0,5      | 1     | 1,5   | 2     | 5     | 10    | 25    | 50    |
| 6  | Располагаемый теплоперепад на регулирующей ступени, $H_0^{1ст.}$        | кДж/кг      | 50       | 50    | 50    | 50    | 50    | 50    | 50    | 50    |
| 7  | Коэффициент полезного действия регулирующей ступени, $\eta_{0i}^{1ст.}$ | –           | 0,798    | 0,799 | 0,799 | 0,799 | 0,800 | 0,800 | 0,800 | 0,800 |
| 8  | Коэффициент полезного действия отсека (турбины), $\eta_{0i}^{отсек}$    | –           | 0,898    | 0,918 | 0,925 | 0,928 | 0,934 | 0,936 | 0,938 | 0,938 |
| 9  | Внутренний относительный КПД отсека влажного пара, $\eta_{0i}^{вп}$     | –           | 0,822    | 0,822 | 0,822 | 0,823 | 0,822 | 0,822 | 0,822 | 0,822 |
| 10 | Использованный теплоперепад турбины, $H_{и}^T$                          | кДж/кг      | 791      | 810   | 815   | 818   | 823   | 824   | 825   | 825   |
| 11 | Внутренний относительный КПД турбины, $\eta_{0i}^T$                     | –           | 0,798    | 0,816 | 0,822 | 0,824 | 0,830 | 0,831 | 0,832 | 0,831 |
| 12 | Уточненная мощность турбины, $N_T$                                      | кВт         | 381      | 779   | 1177  | 1574  | 3960  | 7931  | 19848 | 39678 |

Продолжение таблицы 2.6

| №  | Наименование  | Размерность | Значение |       |       |       |       |       |       |       |
|----|---|-------------|----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 1  | 2   | 3           | 4        |       |       |       |       |       |       |       |
| 1  | Температура острого пара, $t_0$   | °С          | 320      |       |       |       |       |       |       |       |
| 2  | Давление острого пара, $p_0$  | МПа         | 1,5      |       |       |       |       |       |       |       |
| 3  | Располагаемый теплоперепад на турбину, $H_0$                            | кДж/кг      | 863      |       |       |       |       |       |       |       |
| 4  | Число ступеней, $z$   | шт          | 11       |       |       |       |       |       |       |       |
| 5  | Расход пара   | кг/с        | 0,5      | 1     | 1,5   | 2     | 5     | 10    | 25    | 50    |
| 6  | Располагаемый теплоперепад на регулирующей ступени, $H_0^{1ст.}$        | кДж/кг      | 50       | 50    | 50    | 50    | 50    | 50    | 50    | 50    |
| 7  | Коэффициент полезного действия регулирующей ступени, $\eta_{0i}^{1ст.}$ | –           | 0,799    | 0,799 | 0,800 | 0,800 | 0,800 | 0,800 | 0,800 | 0,800 |
| 8  | Коэффициент полезного действия отсека (турбины), $\eta_{0i}^{отсек}$    | –           | 0,893    | 0,912 | 0,919 | 0,922 | 0,928 | 0,930 | 0,931 | 0,932 |
| 9  | Внутренний относительный КПД отсека влажного пара, $\eta_{0i}^{вп}$     | –           | 0,831    | 0,831 | 0,832 | 0,831 | 0,831 | 0,831 | 0,830 | 0,830 |
| 10 | Использованный теплоперепад турбины, $H_{и}^T$                          | кДж/кг      | 681      | 696   | 701   | 703   | 707   | 708   | 708   | 708   |
| 11 | Внутренний относительный КПД турбины, $\eta_{0i}^T$                     | –           | 0,789    | 0,807 | 0,812 | 0,815 | 0,819 | 0,820 | 0,821 | 0,820 |
| 12 | Уточненная мощность турбины, $N_T$                                      | кВт         | 328      | 670   | 1012  | 1353  | 3402  | 6813  | 17046 | 34074 |

Окончание таблицы 2.6

| №  | Наименование  | Размерность | Значение |       |       |       |       |       |       |       |
|----|---|-------------|----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 1  | 2   | 3           | 4        |       |       |       |       |       |       |       |
| 1  | Температура острого пара, $t_0$   | °С          | 250      |       |       |       |       |       |       |       |
| 2  | Давление острого пара, $p_0$  | МПа         | 0,7      |       |       |       |       |       |       |       |
| 3  | Располагаемый теплоперепад на турбину, $H_0$                            | кДж/кг      | 699      |       |       |       |       |       |       |       |
| 4  | Число ступеней, $z$   | шт          | 8        |       |       |       |       |       |       |       |
| 5  | Расход пара   | кг/с        | 0,5      | 1     | 1,5   | 2     | 5     | 10    | 25    | 50    |
| 6  | Располагаемый теплоперепад на регулирующей ступени, $H_0^{1ст.}$        | кДж/кг      | 50       | 50    | 50    | 50    | 50    | 50    | 50    | 50    |
| 7  | Коэффициент полезного действия регулирующей ступени, $\eta_{0i}^{1ст.}$ | –           | 0,799    | 0,800 | 0,800 | 0,800 | 0,800 | 0,800 | 0,800 | 0,800 |
| 8  | Коэффициент полезного действия отсека (турбины), $\eta_{0i}^{отсек}$    | –           | 0,884    | 0,904 | 0,911 | 0,914 | 0,920 | 0,922 | 0,923 | 0,923 |
| 9  | Внутренний относительный КПД отсека влажного пара, $\eta_{0i}^{вп}$     | –           | 0,824    | 0,824 | 0,824 | 0,824 | 0,824 | 0,824 | 0,824 | 0,824 |
| 10 | Использованный теплоперепад турбины, $H_{и}^T$                          | кДж/кг      | 544      | 556   | 559   | 561   | 564   | 565   | 565   | 565   |
| 11 | Внутренний относительный КПД турбины, $\eta_{0i}^T$                     | –           | 0,778    | 0,795 | 0,800 | 0,802 | 0,807 | 0,808 | 0,808 | 0,808 |
| 12 | Уточненная мощность турбины, $N_T$                                      | кВт         | 262      | 535   | 807   | 1079  | 2714  | 5435  | 13593 | 27180 |

Области функционирования турбин представлены на  $hs$ -диаграммах, Рисунок 2.18, Рисунок 2.19, Рисунок 2.20, Рисунок 2.21.

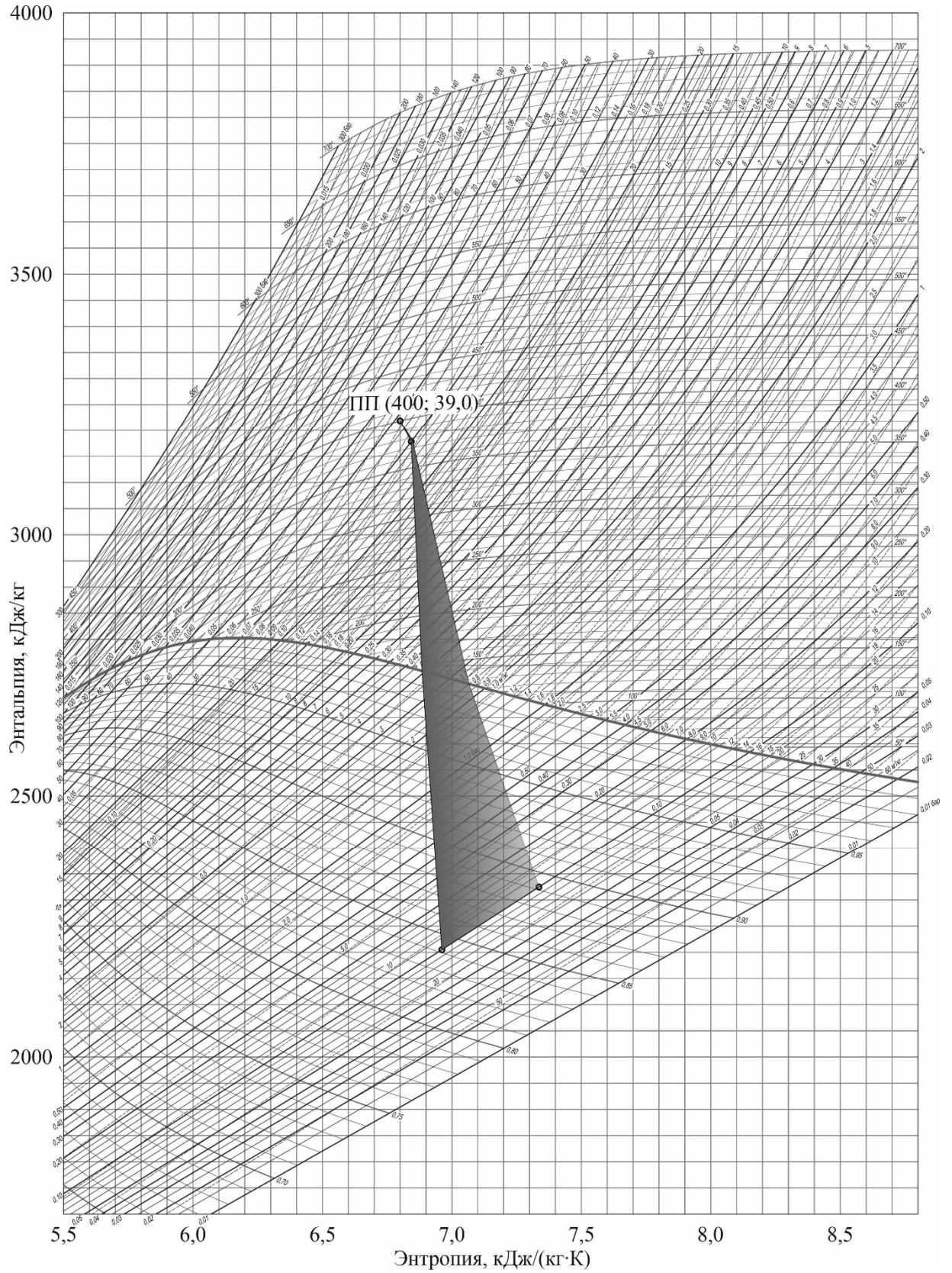


Рисунок 2.18 – Область функционирования турбин с начальными параметрами пара  $t_0 = 400^\circ\text{C}$ ,  $P_0 = 3,9\text{ МПа}$

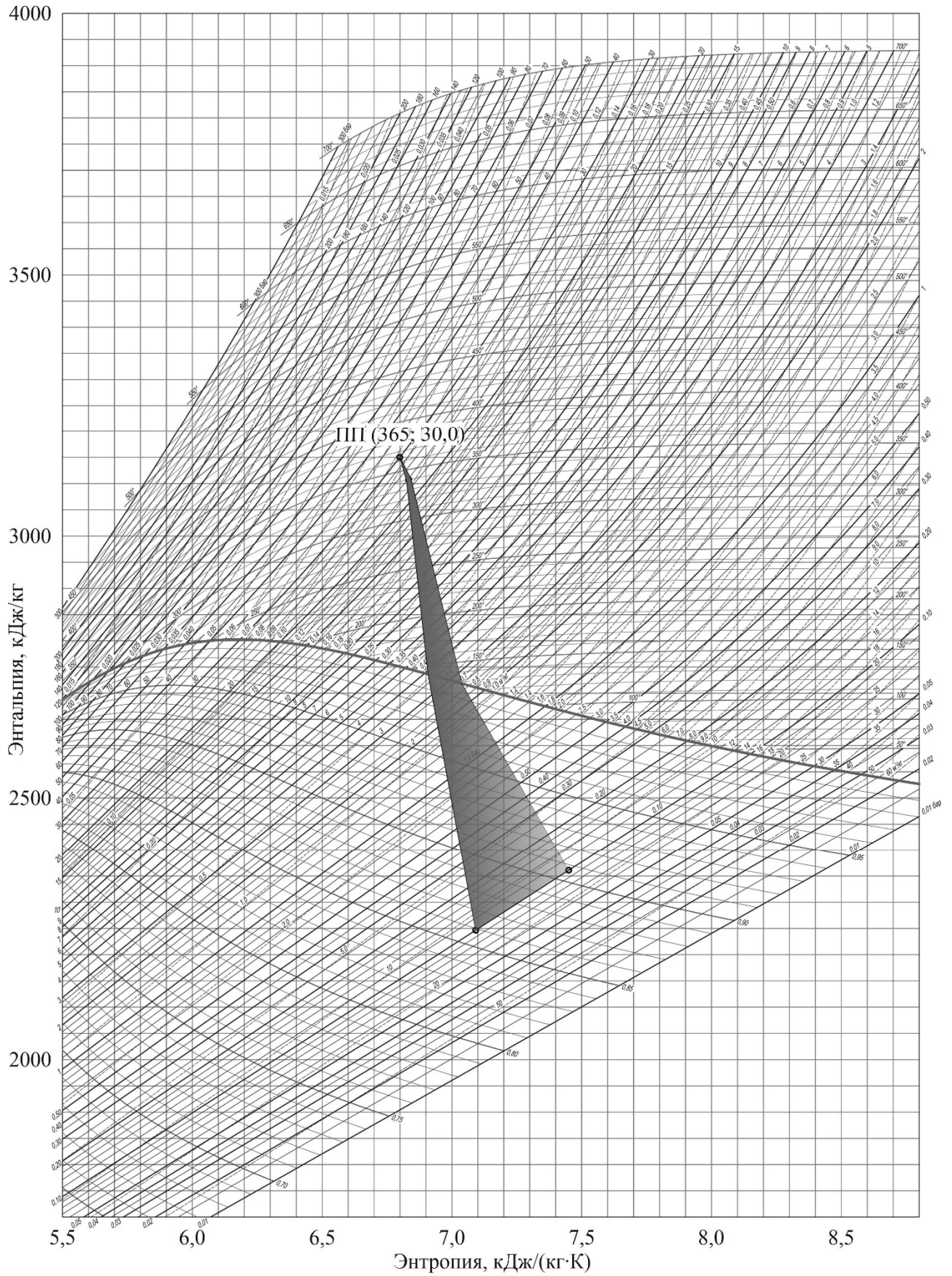


Рисунок 2.19 – Область функционирования турбин с начальными параметрами пара  $t_0 = 365 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P_0 = 3,0 \text{ МПа}$



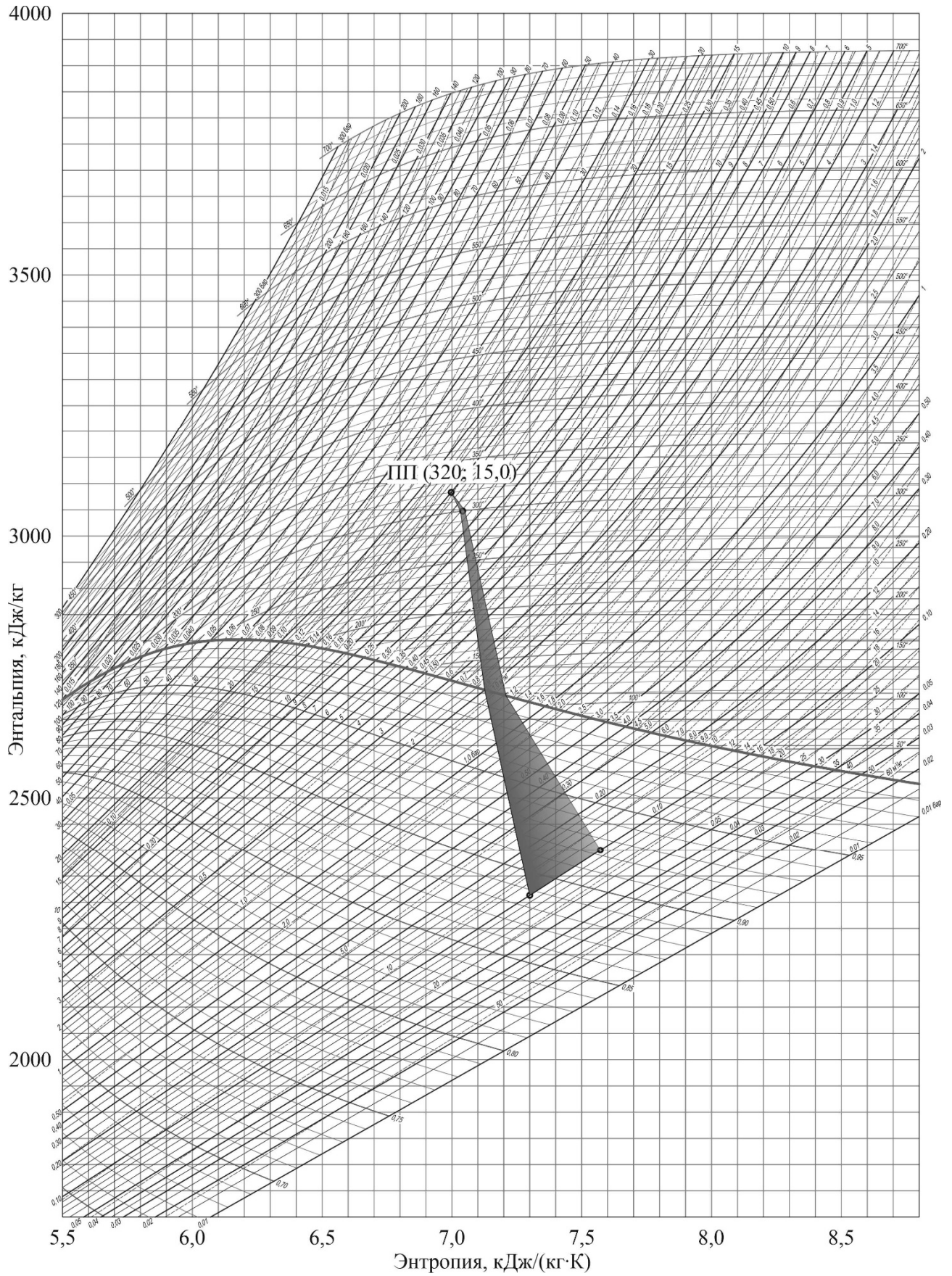


Рисунок 2.20 – Область функционирования турбин с начальными параметрами пара  $t_0 = 320 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P_0 = 1,5 \text{ МПа}$

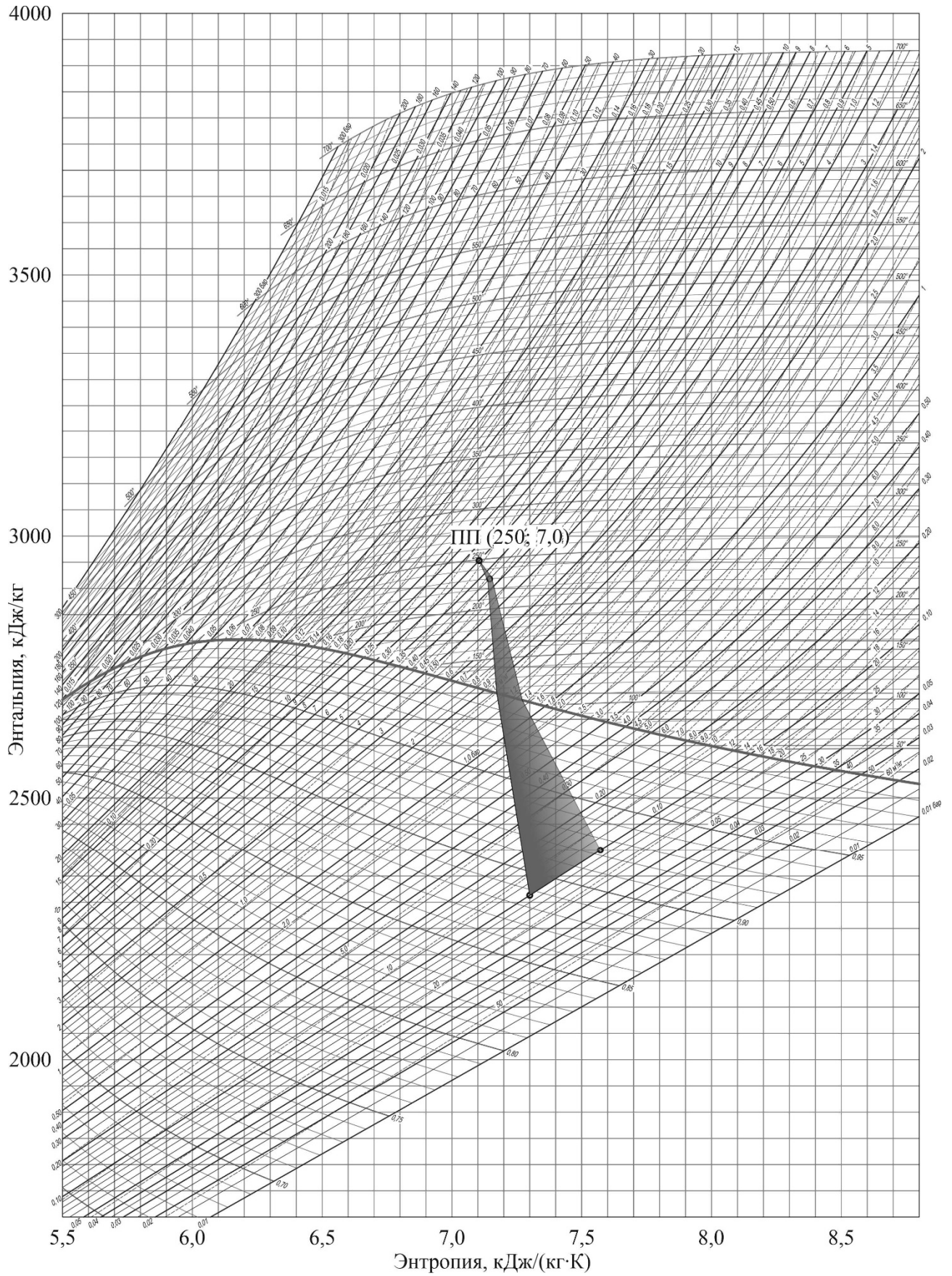


Рисунок 2.21 – Область функционирования турбин с начальными параметрами пара  $t_0 = 250^\circ\text{C}$ ,  $P_0 = 0,7\text{ МПа}$

Одной из ключевых особенностей работы комбинированной установки является несение пониженной по отношению к номиналу нагрузки. Выше показано, что в этом случае происходит снижение температуры выхлопа, Рисунок 2.7. Такое снижение температуры приведет к снижению параметров генерируемого в КУ пара, что, в свою очередь, скажется на  $\eta_{oi}$  паровой турбины, Рисунок 2.22.

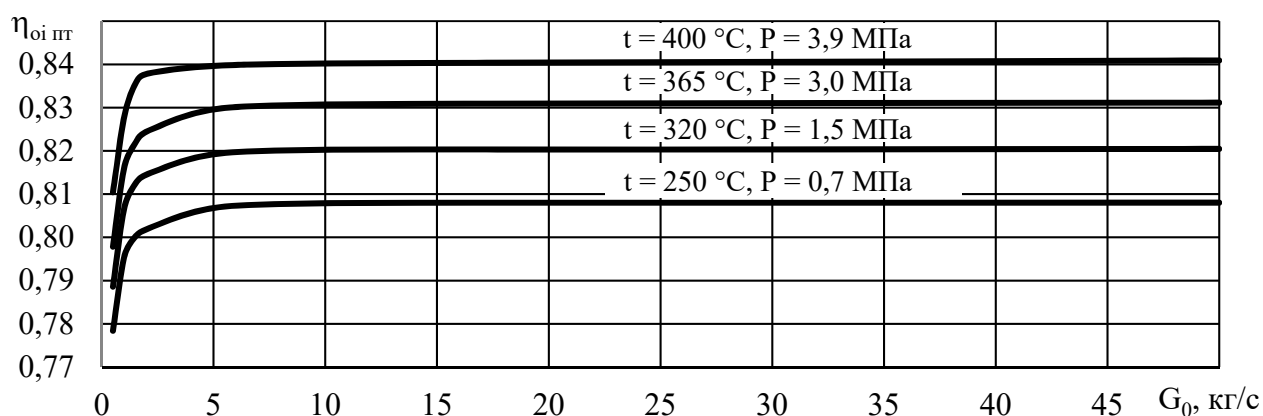


Рисунок 2.22 – График зависимости внутреннего относительного КПД турбины от расхода пара

Видно, что снижение температуры пара с  $400\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $250\text{ }^{\circ}\text{C}$  ведет к снижению  $\eta_{oi}$  с 84 до 80,8%, при этом происходит потеря мощности на  $\sim 38\%$ , Рисунок 2.23.

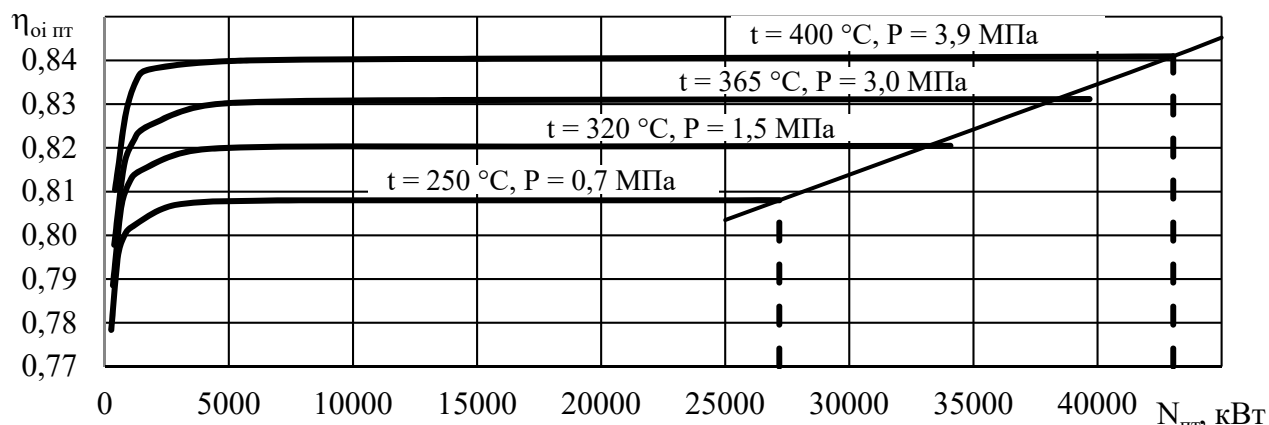


Рисунок 2.23 – Связь начальных параметров, внутреннего относительного КПД турбины и электрической мощности

## 2.5 Результаты расчета одноступенчатой трехвенечной паровой турбины

С использованием положений §2.2.5 проведен расчет одноступенчатой паровой турбины с трехвенечной ступенью скорости (Таблица 2.7).

Таблица 2.7 – Расчетные параметры турбины

| Наименование                           | Размерность     | Значение  |
|--|-----------------|-----------|
| Расход пара, $G_0$                     | кг/с            | 0,5       |
| Начальные параметры пара, $P_0/t_0$    | МПа/°С          | 0,985/200 |
| Давление отработавшего пара, $p_k$     | МПа             | 0,04      |
| Температура питательной воды, $t_{пв}$ | °С              | 111       |
| Частота вращения, $n$                  | с <sup>-1</sup> | 50        |
| Давление в деаэраторе, $P_d$           | МПа             | 0,139     |
| Схема системы регенерации              |                 | Д         |

В процессе расчета построены треугольники скоростей (Рисунок 2.24) и процесс расширения пара (Рисунок 2.25) для трехвенечной турбины.

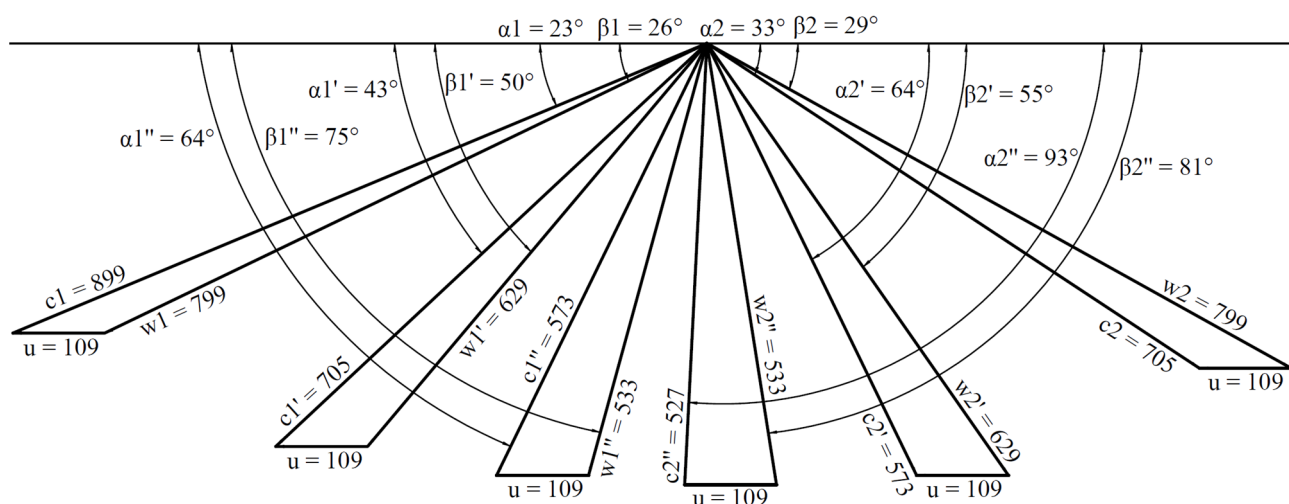


Рисунок 2.24 – Треугольники скоростей для трехвенечной одноступенчатой турбины

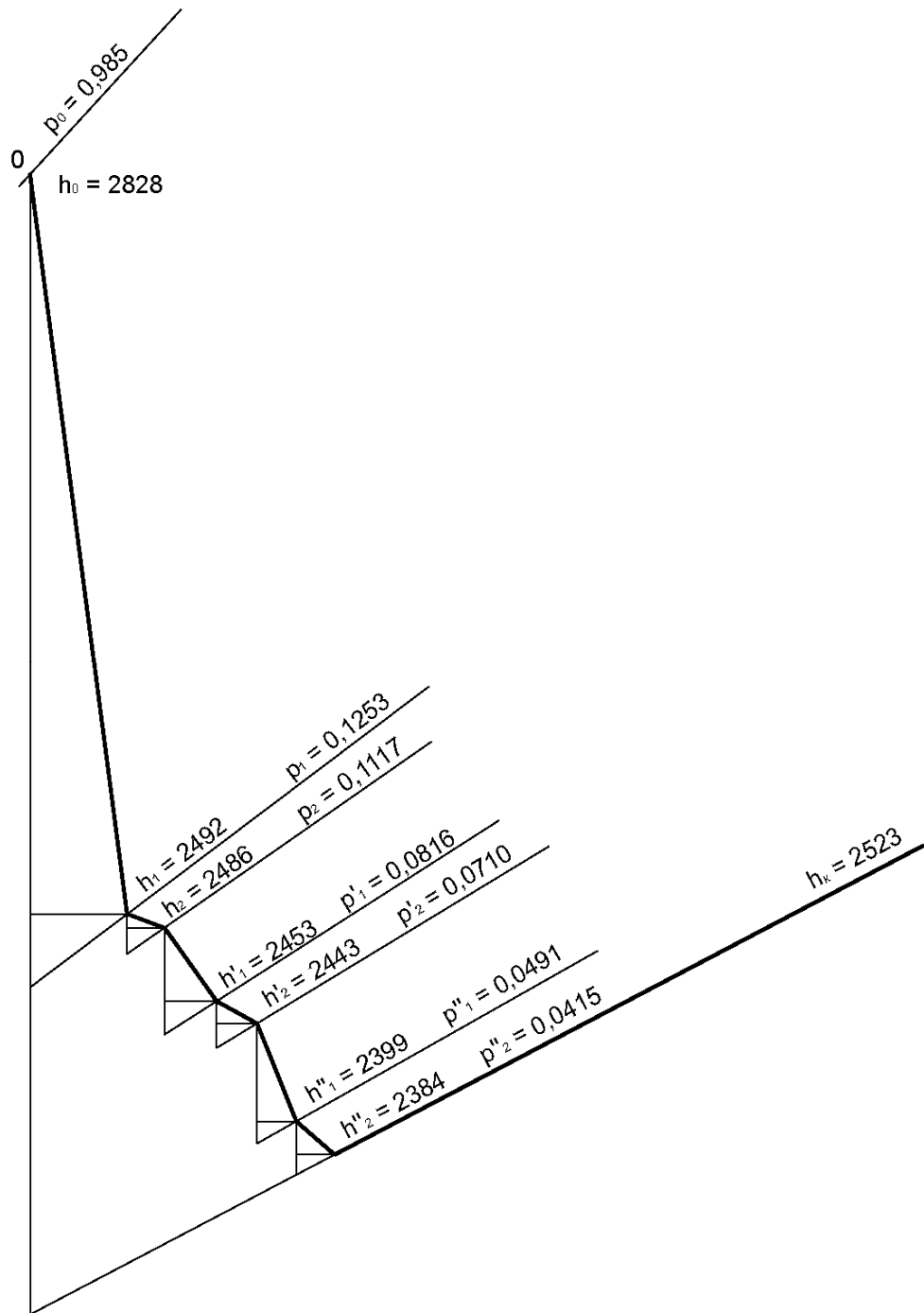


Рисунок 2.25 – Процесс расширения пара в трехвенечной одноступенчатой турбине

Характеристики рассчитанной одноступенчатой трехвенечной паровой турбины приведены в Таблице 2.8.

Таблица 2.8 – Характеристики одноступенчатой паровой турбины с трехвенечной ступенью скорости

| №  | Наименование   | Размерность | Решетка  |             |                |             |                |             |
|----|--|-------------|----------|-------------|----------------|-------------|----------------|-------------|
|    |  |             | сопловая | 1-я рабочая | 1-я поворотная | 2-я рабочая | 2-я поворотная | 3-я рабочая |
| 1  | 2  | 3           | 4        | 5           | 6              | 7           | 8              | 9           |
| 1  | Расход пара, $D$   | кг/с        | 0,5      |             |                |             |                |             |
| 2  | Средний диаметр, $d_{ср}$  | м           | 0,7      |             |                |             |                |             |
| 3  | Окружная скорость, $u$   | м/с         | 109      |             |                |             |                |             |
| 4  | Начальное давление, $p_0$  | МПа         | 0,985    |             |                |             |                |             |
| 5  | Начальная температура, $t_0$   | °С          | 200      |             |                |             |                |             |
| 6  | Отношение скоростей, $u/c_{ф}$   | –           | 0,1      |             |                |             |                |             |
| 7  | Располагаемый теплоперепад ступени, $H_0$                                | кДж/кг      | 532      |             |                |             |                |             |
| 8  | Располагаемый теплоперепад ступени от параметров торможения, $\bar{H}_0$ | кДж/кг      | 605      |             |                |             |                |             |
| 9  | Степень реакции, $\theta$  |             | –        | 0,03        | 0,08           | 0,035       | 0,09           | 0,04        |
| 10 | Располагаемый теплоперепад решетки, $h_0$                                | кДж/кг      | 438      | 18          | 48             | 21          | 54             | 24          |
| 11 | Теоретическая скорость выхода, $c_{1t}, w_{2t}$                          | м/с         | 899      | 799         | 705            | 629         | 573            | 533         |
| 12 | Давление за решеткой, $p_1, p_2$   | МПа         | 0,1253   | 0,1117      | 0,0816         | 0,0710      | 0,0491         | 0,0415      |

Продолжение таблицы 2.8

| №  | Наименование                                       | Размерность | Решетка  |             |                |             |                |             |
|----|--|-------------|----------|-------------|----------------|-------------|----------------|-------------|
|    |  |             | сопловая | 1-я рабочая | 1-я поворотная | 2-я рабочая | 2-я поворотная | 3-я рабочая |
| 1  | 2  | 3           | 4        | 5           | 6              | 7           | 8              | 9           |
| 13 | Число Маха, $M$                                    |             | 2,24     | 1,908       | 1,712          | 1,534       | 1,425          | 1,336       |
| 14 | Коэффициент расхода, $\mu$                         |             | 0,97     | 0,97        | 0,97           | 0,97        | 0,97           | 0,97        |
| 15 | Выходная площадь, $F$                              | $m^2$       | 0,000371 | 0,000866    | 0,001334       | 0,0144      | 0,002606       | 0,003273    |
| 16 | Эффективный угол выхода, $\alpha_{1э}, \beta_{2э}$ | $^\circ$    | 23       | 29          | 43             | 55          | 64             | 81          |
| 17 | Угол входа, $\alpha_0, \beta_1$                    | $^\circ$    | 26       | 33          | 23             | 23          | 23             | 23          |
| 18 | Решетка  | тип         | C9012P   | P2118B      | P2522P         | P2522P      | P2522P         | P2522P      |
| 19 | Степень парциальности, $e$                         | От.ед.      | 0,009    |             |                |             |                |             |
| 20 | Высота лопатки, $l$                                | мм          | 86,4     | 88,4        | 94,4           | 100,4       | 140,4          | 160,4       |
| 21 | Относительный шаг, $\bar{t}$                       |             | 0,63     | 0,6         | 0,67           | 0,67        | 0,67           | 0,67        |
| 22 | Хорда, $b$   | мм          | 40,9     | 25          | 20             | 20          | 20             | 20          |
| 23 | Число лопаток, $z$                                 | шт.         | 16       | 146         | 164            | 164         | 164            | 164         |
| 24 | Коэффициент потерь, $\xi$                          |             | 0,076    | 0,04        | 0,06           | 0,06        | 0,06           | 0,06        |
| 25 | Действительная скорость выхода, $c_1, w_2$         | м/с         | 899      | 799         | 705            | 623         | 573            | 533         |
| 26 | Угол выхода, $\alpha_1, \beta_2$                   | $^\circ$    | 23       | 29          | 43             | 55          | 64             | 81          |
| 27 | Потеря энергии в решетке, $\Delta h$               | кДж/кг      | 33       | 13          | 15             | 12          | 10             | 9           |

Окончание таблицы 2.8

| №  | Наименование  | Размерность | Решетка  |             |                |             |                |             |
|----|---|-------------|----------|-------------|----------------|-------------|----------------|-------------|
|    |   |             | сопловая | 1-я рабочая | 1-я поворотная | 2-я рабочая | 2-я поворотная | 3-я рабочая |
| 1  | 2   | 3           | 4        | 5           | 6              | 7           | 8              | 9           |
| 28 | Потеря с выходной скоростью, $\Delta h_{в.с}$       | кДж/кг      | 139      |             |                |             |                |             |
| 29 | Относительные потери на трение, $\xi_{тр}$          | От.ед.      | 0,000075 |             |                |             |                |             |
| 30 | Относительные потери от парциальности, $\xi_{парц}$ | От.ед.      | 0,07     |             |                |             |                |             |
| 31 | Использованный теплоперепад, $H_{и}$                | кДж/кг      | 378      |             |                |             |                |             |
| 32 | Внутренний относительный КПД ступени, $\eta_{0i}$   | От.ед.      | 0,625    |             |                |             |                |             |
| 33 | Внутренняя мощность, $P$                            | кВт         | 189      |             |                |             |                |             |
| 34 | Габаритные размеры:                                 |             |          |             |                |             |                |             |
|    | длина   | мм          | 1100     |             |                |             |                |             |
|    | ширина  | мм          | 800      |             |                |             |                |             |
|    | высота  | мм          | 1000     |             |                |             |                |             |



Расчеты показывают, что  $\eta_{0i}$  трехвенечной турбины, равный 0,625, в 1,25 раза ниже, чем у многоступенчатой турбины сопоставимой мощности. Вместе с тем высота лопатки ее последней ступени составляет 160 мм, что также позволяет применять турбину в блочно-модульной компоновке при снижении ее стоимости.

### **Выводы по второй главе**

1. Разработана методика определения предельных значений эффективности энергетических установок на основе сочетания циклов Отто и Ренкина на основе уравнений энергетических балансов. Показано, что предельная теоретическая эффективность подобных комбинированных установок находится на уровне 64%, что сравнимо с показателями перспективных ПГУ на основе поколения газовых турбин с пароохлаждаемыми лопатками.

2. Показано, что среди широко распространённых ГПУ наилучший теоретический КПД  $\eta_t = 62...66\%$  обеспечивается при температуре выхлопа 400...500 °С, что позволяет обеспечить высокие параметры пара в цикле Ренкина при реализации комбинированной установки.

3. Разработана методика расчета котла-утилизатора на основе нормативного метода. При этом показано, что при реализации моноблока комбинированной установки на базе ГПУ Jenbacher JMS 620 GS котел-утилизатор может обеспечить до 2 т/ч пара с параметрами 40 бар и 400 °С. Габаритные размеры котла-утилизатора в этом случае составляют 9,2 x 4,2 x 8,9 м, что позволяет применять его в блочно-модульном варианте компоновки.

4. Показано, что при реализации схемы установки на основе ГПУ и многоступенчатой паровой турбины лопаточного типа при снижении нагрузки на ГПУ с одновременным снижением температуры выхлопных газов происходит снижение температуры пара с 400 °С до 250 °С с одновременным снижением

внутреннего относительного КПД турбины с 84 % до 80,8 % и потерей ее мощности на 38 %.

5. Разработана укрупненная методика расчета паровой турбины лопаточного типа для работы в составе комбинированной установки. При исполнении турбины в одну трехвенечную ступень ее внутренний относительный КПД снижается в 1,25 раз по сравнению с многоступенчатой турбиной сопоставимой мощности.

## ГЛАВА 3 АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ КОМБИНИРОВАННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ НА ОСНОВЕ СОЧЕТАНИЯ ЦИКЛОВ ОТТО И РЕНКИНА

### 3.1 Комбинированная установка на основе газопоршневой установки и многоступенчатой паровой турбины лопаточного типа

#### 3.1.1 Принципиальная и расчетная тепловая схема

Для формирования принципиальной тепловой схемы (Рисунок 2.1) принята ГПУ Jenbacher JMS 620 GS (Таблица 2.2). Данная ГПУ на выхлопе имеет тепловой потенциал, который позволит сгенерировать около 2 т/ч пара с давлением 40 бар и температурой 400 °С. Котел-утилизатор (Таблица 2.4) может быть изготовлен Белгородским, Подольским, Таганрогским, Барнаульским котельным заводом.

Турбина относится ко вновь изготавливаемому оборудованию, ее характеристики, полученные расчетным путем, представлены ниже, Таблицы 3.1 и 3.2.

Таблица 3.1 – Расчетные параметры турбины

| № | Наименование                           | Размерность     | Значение |
|---|--|-----------------|----------|
| 1 | Расход пара, $G_0$                     | кг/с            | 0,566    |
| 2 | Начальные параметры пара, $P_0/t_0$    | МПа/°С          | 3,9/400  |
| 3 | Давление отработавшего пара, $p_k$     | МПа             | 0,01     |
| 4 | Температура питательной воды, $t_{пв}$ | °С              | 111      |
| 5 | Частота вращения, $n$                  | с <sup>-1</sup> | 50       |
| 6 | Давление в деаэраторе, $P_d$           | МПа             | 0,139    |
| 7 | Схема системы регенерации              |                 | Д        |

Таблица 3.2 – Характеристики паровой турбины мощностью 0,5 МВт для комбинированной установки

| №  | Наименование   | Размерность | Значение |
|----|--|-------------|----------|
| 1  | Давление пара на входе в ступень турбины, $p_0$                                  | МПа         | 3,783    |
| 2  | Располагаемый теплоперепад на турбину, $H_0$                                     | кДж/кг      | 1064     |
| 3  | Число ступеней, $z$  | шт          | 11       |
| 4  | Расход пара, $G_0$   | кг/с        | 0,566    |
| 5  | Располагаемый теплоперепад на ступени скорости, $H_0^{ст.ск}$                    | кДж/кг      | 50       |
| 6  | Коэффициент полезного действия первой ступени, $\eta_{0i}^{1 ст}$                | –           | 0,798    |
| 7  | Коэффициент полезного действия отсека (турбины), $\eta_{0i}^{отсек}$             | –           | 0,907    |
| 8  | Внутренний относительный КПД отсека влажного пара, $\eta_{0i}^{вп}$              | –           | 0,763    |
| 9  | Располагаемый теплоперепад отсека на перегретом паре, $H_0^{пп}$                 | кДж/кг      | 452      |
| 10 | Энтальпия пара на выходе из ступени скорости (входе в отсек турбины), $h_0^{от}$ | кДж/кг      | 3178     |
| 11 | Располагаемый теплоперепад отсека на влажном паре, $H_0^{вп}$                    | кДж/кг      | 519      |
| 12 | Энтальпия пара на входе во влажнопаровой отсек, $h_0^{вп}$                       | кДж/кг      | 2726     |
| 13 | Использованный теплоперепад турбины, $H_{и}^T$                                   | кДж/кг      | 836      |
| 14 | Внутренний относительный КПД турбины, $\eta_{0i}^T$                              | –           | 0,786    |
| 15 | Уточненная мощность турбины, $N_T$   | кВт         | 475      |
| 16 | Габаритные размеры:  |             |          |
|    | длина  | мм          | 1880     |
|    | ширина   | мм          | 600      |
|    | высота   | мм          | 800      |

Рассчитанная паровая турбина может быть выполнена в варианте блочно-модульной компоновки, поскольку диаметр ее последней ступени не превышает 0,55 м, а длина турбогенератора не превышает 2 м, что позволяет использовать ее в мобильной и передвижной энергетике.

### 3.1.2 Результаты расчетов комбинированной энергетической установки на основе газопоршневой установки и многоступенчатой паровой турбины лопаточного типа

С использованием типовых методов расчетов энергетических установок [101-103] проведены расчеты в соответствии с тепловой схемой, Рисунок 3.1. Результаты расчетов сведены в Таблицу 3.3.

Таблица 3.3 – Энергетические и расходные параметры комбинированной энергетической установки на основе ГПУ и многоступенчатой паровой турбины

| №  | Наименование  | Размерность | Значение    |
|----|---|-------------|-------------|
| 1  | Электрическая мощность ГПУ, $N_{ГПУ}$                           | кВт         | 3044        |
| 2  | Потребление топлива ГПУ, $Q_{топл}$                             | кВт         | 7076        |
| 3  | Электрическая мощность турбины, $N_{ПТУ}$                       | кВт         | 475         |
| 4  | Суммарная электрическая мощность, $N^{\Sigma}$                  | кВт         | 3519        |
| 5  | Расход пара, $G_0$  | кг/с (т/ч)  | 0,566 (2,0) |
| 6  | Давление пара на входе в ступень турбины, $p_0$                 | МПа         | 3,783       |
| 7  | Температура пара на входе в ступень турбины, $p_0$              | °С          | 395         |
| 8  | Внутренний относительный КПД турбины, $\eta_{0i}^{ПТУ}$         |             | 0,798       |
| 9  | КПД комбинированной энергетической установки, $\eta_{эл}^{ТЭС}$ |             | 0,497       |
| 10 | Прибавка КПД  |             | 0,067       |

Такая многоступенчатая паровая турбина лопаточного типа способна обеспечить КПД (см. 2.7) комбинированной установки на уровне 49,7%, что на 6,7% выше, чем КПД отдельно функционирующей ГПУ Jenbacher JMS 620 GS.

## 3.2 Комбинированная установка на основе газопоршневой установки и одноступенчатой паровой турбины с трехвечной ступенью скорости

### 3.2.1 Принципиальная и расчетная тепловая схема

Схема совпадает с вариантом многоступенчатой паровой турбины, представленной в п. 3.1.1.

Отличительной чертой данного варианта является газопоршневая установка Jenbacher JMS 320 GS (Таблица 3.4) и паровая турбина, расчет которой представлен в главе 2 (п. 2.5).

Таблица 3.4 – Характеристики ГПУ Jenbacher JMS 320 GS

| №  | Наименование                | Размерность       | Значение |
|----|-----------------------------|-------------------|----------|
| 1  | Номинальная мощность        | кВт               | 1063     |
| 2  | Потребление топлива         | кВт               | 2607     |
| 3  | Электрический КПД, %        | %                 | 40,8     |
| 4  | Расположение блоков         |                   | V-обр    |
| 5  | Количество цилиндров        | шт                | 20       |
| 6  | Диаметр цилиндра            | мм                | 135      |
| 7  | Ход поршня                  | мм                | 170      |
| 8  | Объем двигателя             | л                 | 48,67    |
| 9  | Объем выхлопных газов       | м <sup>3</sup> /ч | 4249     |
| 10 | Температура выхлопных газов | °С                | 427      |
| 11 | Габаритные размеры:         |                   |          |
| 12 | длина                       | мм                | 5700     |
| 13 | ширина                      | мм                | 1700     |
| 14 | высота                      | мм                | 2300     |
| 15 | Сухая масса                 | кг                | 10500    |
| 16 | Удельная стоимость          | \$/кВт            | 481      |

Jenbacher JMS 320 GS является представителем серии 3 модельного ряда австрийского производителя, в которую входят установки мощностью от 0,5 МВт до 1,0 МВт.

### 3.2.2 Результаты расчетов комбинированной энергетической установки на основе газопоршневой установки и одноступенчатой паровой турбины с трехвенечной ступенью скорости

Результаты оценки комбинированной энергоустановки на основе газопоршневой установки и одноступенчатой трехвенечной паровой турбины приведены в Таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Энергетические и расходные параметры комбинированной энергетической установки на основе ГПУ и многоступенчатой паровой турбины

| №  | Наименование  | Размерность | Значение  |
|----|---|-------------|-----------|
| 1  | Электрическая мощность ГПУ, $N_{ГПУ}$                           | кВт         | 1063      |
| 2  | Потребление топлива ГПУ, $Q_{топл}$                             | кВт         | 2607      |
| 3  | Электрическая мощность турбины, $N_{ПТУ}$                       | кВт         | 189       |
| 4  | Суммарная электрическая мощность, $N^{\Sigma}$                  | кВт         | 1252      |
| 5  | Расход пара, $G_0$  | кг/с (т/ч)  | 0,5 (1,8) |
| 6  | Давление пара на входе в ступень турбины, $p_0$                 | МПа         | 0,985     |
| 7  | Температура пара на входе в ступень турбины, $p_0$              | °С          | 200       |
| 8  | Внутренний относительный КПД турбины, $\eta_{0i}^{ПТУ}$         |             | 0,625     |
| 9  | КПД комбинированной энергетической установки, $\eta_{эл}^{ТЭС}$ |             | 0,480     |
| 10 | Прибавка КПД  |             | 0,073     |

Спроектированная одноступенчатая паровая турбина с трехвенечной ступенью скорости способна обеспечить КПД комбинированной установки на уровне 48,0%, что на 7,3% выше, чем КПД отдельно функционирующей ГПУ Jenbacher JMS 320 GS.

### 3.3 Комбинированная установка на основе газопоршневой установки и паровинтовой машины

#### 3.3.1 Принципиальная и расчетная тепловая схема

Схема совпадает с вариантом многоступенчатой паровой турбины, представленной в п. 3.1.1.

Отличительной чертой данного варианта является паровинтовая машина (ПВМ) производства ООО «ВТ Технологии» (Таблица 3.6), дооснащённая нерегулируемым отбором пара из проточной части на деаэратор [104]. Такая ПВМ уже функционирует на ряде объектов, например, в котельной в посёлке Криводановка в Новосибирской области и в котельной МУП «МКС» Ямало-Ненецкого автономного округа.

Таблица 3.6 – Характеристики паровинтовой машины для комбинированной установки

| №  | Наименование                                    | Размерность | Значение |
|----|---|-------------|----------|
| 1  | Давление пара на входе в ПВМ, $p_0$             | МПа         | 1,37     |
| 2  | Температура пара на входе в ПВМ, $t_0$          | °С          | 195      |
| 3  | Располагаемый теплоперепад на ПВМ, $H_0$        | кДж/кг      | 370      |
| 4  | Расход пара, $G_0$                              | кг/с        | 0,82     |
| 5  | Внутренний относительный КПД ПВМ, $\eta_{0i}^T$ | –           | 0,7      |
| 6  | Уточненная мощность ПВМ, $N_T$                  | кВт         | 212      |
| 7  | Габаритные размеры                              |             |          |
| 8  | длина   | мм          | 2420     |
| 9  | ширина  | мм          | 1300     |
| 10 | высота  | мм          | 1440     |

Видно, что начальные параметры пара, под которые спроектирована ПВМ, являются сравнительно низкими относительно предыдущих рассмотренных вариантов.



### 3.3.2 Результаты расчетов комбинированной энергетической установки на основе газопоршневой установки и паровинтовой машины

Результаты оценки комбинированной энергоустановки на основе газопоршневой установки и паровинтовой машины приведены в Таблице 3.7.

Таблица 3.7 – Энергетические и расходные параметры комбинированной энергетической установки на основе ГПУ и многоступенчатой паровой турбины

| №  | Наименование  | Размерность | Значение    |
|----|---|-------------|-------------|
| 1  | Электрическая мощность ГПУ, $M_{ГПУ}$                           | кВт         | 3044        |
| 2  | Потребление топлива ГПУ, $Q_{топл}$                             | кВт         | 7076        |
| 3  | Электрическая мощность ПВМ, $N_{ПВМ}$                           | кВт         | 212         |
| 4  | Суммарная электрическая мощность, $N^{\Sigma}$                  | кВт         | 3256        |
| 5  | Расход пара, $G_0$  | кг/с (т/ч)  | 0,82 (2,95) |
| 6  | Давление пара на входе в ПВМ, $p_0$                             | МПа         | 1,37        |
| 7  | Температура пара на входе в ступень турбины, $p_0$              | °С          | 195         |
| 8  | Внутренний относительный КПД турбины, $\eta_{0i}^{ПВМ}$         |             | 0,7         |
| 9  | КПД комбинированной энергетической установки, $\eta_{эл}^{ТЭС}$ |             | 0,460       |
| 10 | Прибавка КПД  |             | 0,0299      |

Рассмотренная ПВМ, функционирующая в паре с ГПУ Jenbacher JMS 620 GS обеспечила прирост КПД в размере 2,99 %, а КПД комбинированной установки составил 46,0 %.

### 3.4 Мультиблочная комбинированная тепловая электростанция на основе группы газопоршневых установок и одной паровой турбины

#### 3.4.1 Принципиальная и расчетная тепловая схема

Предлагаемая схема мультиблочной ТЭС (Рисунок 3.1), сочетающей циклы Отто и Ренкина, включает несколько газопоршневых установок, соединенных параллельно, со сбросом выхлопных газов в общий газоход и следующий за ним котел-утилизатор, а также циркуляцию теплоносителя рубашки охлаждения через общий теплообменник. Паросиловая установка представлена одной паровой турбиной.

Ряд газопоршневых установок представлен шестнадцатью машинами марки Wärtsilä 50SG суммарной мощностью 292,8 МВт, являющейся одной из наиболее мощных и эффективных ГПУ. Её характеристики приведены в Таблице 3.8.

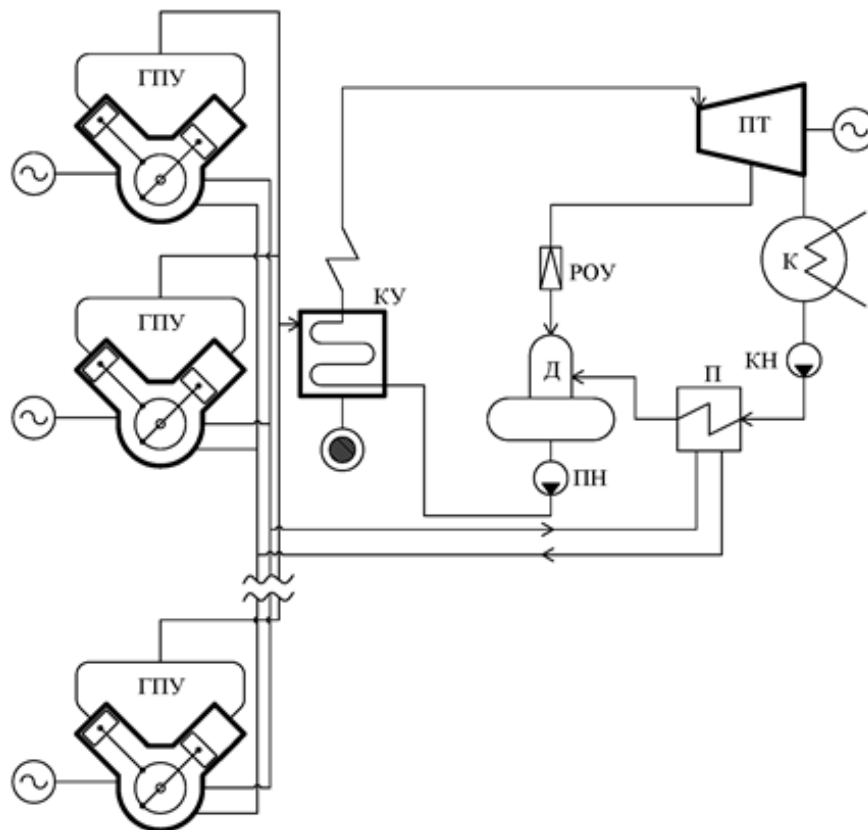


Рисунок 3.1 – Схема мультиблочной комбинированной ТЭС

Таблица 3.8 – Характеристики ГПУ Wärtsilä 50SG

| №  | Наименование                | Размерность       | Значение   |
|----|-----------------------------|-------------------|------------|
| 1  | Номинальная мощность        | кВт               | 18300      |
| 2  | Потребление топлива         | кВт               | 37654      |
| 3  | Электрический КПД, %        | %                 | 48,6       |
| 4  | Расположение блоков         |                   | V-образное |
| 5  | Количество цилиндров        | шт                | 18         |
| 6  | Диаметр цилиндра            | мм                | 500        |
| 7  | Ход поршня                  | мм                | 580        |
| 8  | Объем двигателя             | л                 | 48,67      |
| 9  | Объем выхлопных газов       | м <sup>3</sup> /ч | 107651     |
| 10 | Температура выхлопных газов | °С                | 390        |
| 11 | Габаритные размеры:         |                   |            |
| 12 | длина                       | мм                | 18747      |
| 13 | ширина                      | мм                | 5543       |
| 14 | высота                      | мм                | 6257       |
| 15 | Сухой вес                   | кг                | 377000     |
| 16 | Удельная стоимость          | \$/кВт            | 500        |

$$Q_{\text{выхл.исп}} = n_{\text{ГПУ}} V_{\text{выхл}} (t_{\text{выхл}} \cdot c_{\text{выхл}} - t_{\text{ух}} \cdot c_{\text{ух}}) \eta_{\text{КУ}}, \quad (3.1)$$

где  $n_{\text{ГПУ}}$  – количество ГПУ в мультиблочной комбинированной ТЭС;

$V_{\text{выхл}}$  – расход выхлопных газов ГПУ;

$t_{\text{выхл}}, t_{\text{ух}}$  – температуры выхлопных газов и газов после котла утилизатора соответственно;

$c_{\text{выхл}}, c_{\text{ух}}$  – теплоемкости выхлопных газов и газов после котла утилизатора соответственно.

Расход перегретого пара, который может быть обеспечен в комбинированной ТЭС, определяется по формуле:

$$D_{\text{пп}} = \frac{Q_{\text{выхл.исп}}}{((h_{\text{пп}} - h_{\text{пв}}) + 0,05(h_{\text{бар}} - h_{\text{пв}}))}, \quad (3.2)$$

где  $h_{\text{пп}}$ ,  $h_{\text{пв}}$ ,  $h_{\text{бар}}$  – энтальпии перегретого пара, питательной воды и воды в барабане соответственно.

Электрическая мощность паровой турбины определяется по формуле:

$$N_{\text{пт}} = D_{\text{пп}} (h_{\text{пп}} - h_{\text{кс}}) \eta_{oi}^{\text{пт}}, \quad (3.3)$$

где  $h_{\text{кс}}$  – энтальпия пара при адиабатном расширении пара от начального его состояния до конечного.

Прирост выработки электроэнергии на паросиловой надстройке составит:

$$\delta_{\text{эл}}^{\text{пт}} = \frac{N_{\text{пт}}}{n_{\text{ГПУ}} Q_{\text{топл}}}. \quad (3.4)$$

КПД мультиблочной комбинированной ТЭС составит:

$$\eta_{\text{эл}}^{\text{ТЭС}} = \eta_{\text{эл}}^{\text{ГПУ}} + \delta_{\text{эл}}^{\text{пт}} = \frac{n_{\text{ГПУ}} N_{\text{ГПУ}} + N_{\text{пт}}}{n_{\text{ГПУ}} Q_{\text{топл}}}. \quad (3.5)$$

Паровая турбина для мультиблочной комбинированной ТЭС на базе шестнадцати двигателей Wärtsilä 50SG может быть представлена турбиной Т-30/2,9 производства ОАО «Силловые машины», работающей на пониженных начальных параметрах пара (Таблица 3.9).

Таблица 3.9 – Характеристики паровой турбины Т-30/2,9 для комбинированной установки

| № | Наименование   | Размерность | Значение   |
|---|--|-------------|------------|
| 1 | Давление пара на входе в турбину, $p_0$                      | МПа         | 2,9        |
| 2 | Температура пара на входе в турбину, $t_0$                   | °С          | 360        |
| 3 | Расход пара, $G_0$   | кг/с (т/ч)  | 61,1 (220) |
| 4 | Внутренний относительный КПД турбины, $\eta_{oi}^{\text{т}}$ | –           | 0,78       |
| 5 | Уточненная мощность турбины, $N_{\text{т}}$                  | кВт         | 26879      |

Поскольку в настоящей диссертации рассматривается технология повышения именно электрической эффективности генерирующих установок, турбина Т-30/2,9 функционирует в К-режиме.

### 3.4.2 Результаты расчетов мультиблочной комбинированной тепловой электростанции основе группы газопоршневых установок и одной паровой турбины

Результаты оценки мультиблочной комбинированной энергоустановки на основе группы газопоршневых установок и одной паровой турбины приведены в Таблице 3.10.

Таблица 3.10 – Энергетические и расходные параметры мультиблочной комбинированной ТЭС на основе группы ПГУ и одной ПТУ

| №  | Наименование  | Размерность | Значение   |
|----|---|-------------|------------|
| 1  | Электрическая мощность ГПУ, $N_{ГПУ}$                           | кВт         | 292800     |
| 2  | Потребление топлива ГПУ, $Q_{топл}$                             | кВт         | 602464     |
| 3  | Электрическая мощность ПТ, $N_{ПТ}$                             | кВт         | 26879      |
| 4  | Суммарная электрическая мощность, $N^{\Sigma}$                  | кВт         | 319679     |
| 5  | Расход пара, $G_0$  | кг/с (т/ч)  | 61,1 (220) |
| 6  | Давление пара на входе в ПТ, $p_0$                              | МПа         | 2,9        |
| 7  | Температура пара на входе в ступень турбины, $p_0$              | °С          | 360        |
| 8  | Внутренний относительный КПД турбины, $\eta_{0,ПТ}$             |             | 0,78       |
| 9  | КПД комбинированной энергетической установки, $\eta_{эл}^{ТЭС}$ |             | 0,531      |
| 10 | Прибавка КПД  |             | 0,045      |

Паросиловая надстройка на базе паровой турбины Т-30/2,9, работающей в конденсационном режиме, к мультиблочной газопоршневой электростанции, состоящей из шестнадцати двигателей Wärtsilä 50SG, обеспечила прирост КПД в размере 4,5 %, а КПД комбинированной ТЭС составил 53,1 %.

### 3.5 Комбинированная установка на основе газопоршневой установки и фреоновой паровой турбины

#### 3.5.1 Принципиальная и расчетная тепловая схема

Установка состоит из ГПУ, котла-утилизатора (КУ), фреоновой турбины (R), теплообменника (ТО), конденсатора (К) и питательного насоса (ПН), Рисунок 3.2.

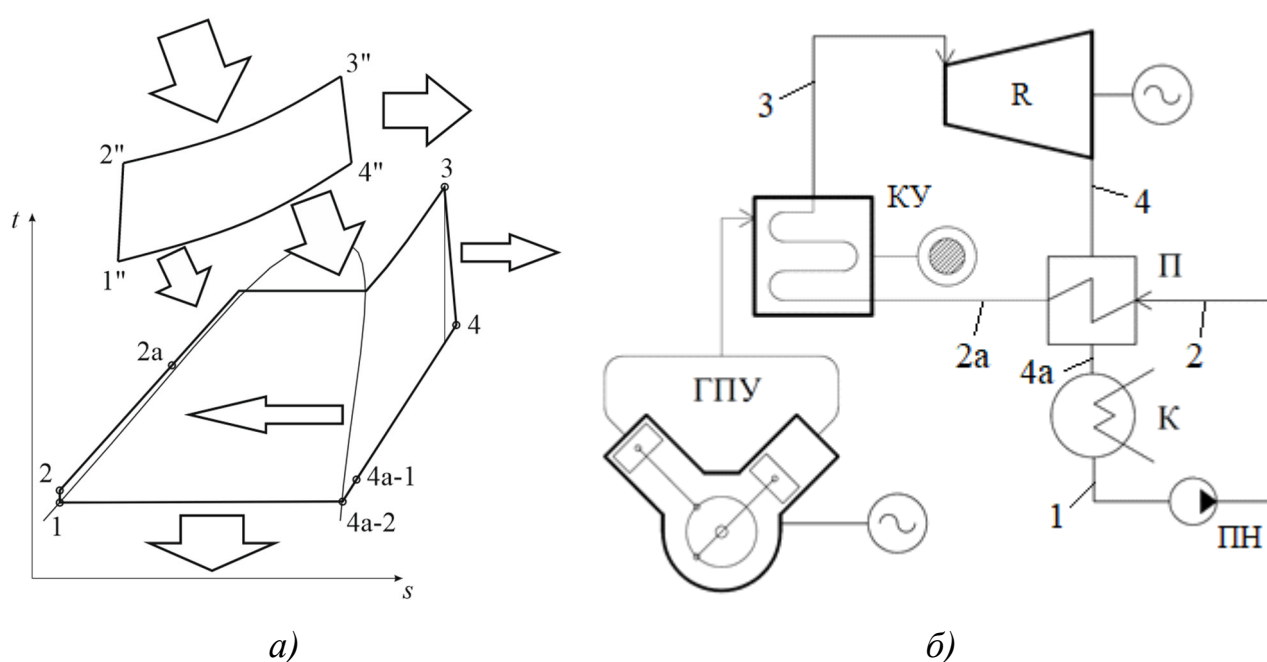


Рисунок 3.2 – Комбинированная ТЭС на низкокипящем рабочем теле: 1''-2''-3''-4''-1'' – цикл Отто; 1-2-2a-3-4-4a-1 – органический цикл Ренкина; стрелками показаны направления потоков энергии; ГПУ – газопоршневая установка; КУ – котел-утилизатор; ПТ – паровая турбина; К – конденсатор; П – подогреватель; ПН – питательный насос

Рабочая жидкость покидает конденсатор (К) в виде насыщенной жидкости (Точка 1). Затем происходит ее изоэнтروпийное сжатие в питательном насосе (ПН) до докритического давления в испарителе (Точка 2). Поскольку температура в Точке 4 значительно выше, чем температура в Точке 2, целесообразно

ным может быть внедрение в цикл подогревателя (П) для подогрева в процессе 2-2а за счет охлаждения перегретого пара в процессе 4-4а (Рисунок 3.3). Затем жидкость нагревается в котле-утилизаторе до состояния насыщенного, а затем перегретого пара (Точка 3) перед входом в турбину (R). В турбине перегретый пар расширяется до давления  $P_K$  в конденсаторе, достигая в конце расширения в Точке 4, которая находится в области перегретого пара, и охлаждается в процессе 4-4а. Наконец, жидкость проходит через конденсатор, где тепло отводится при постоянном давлении до тех пор, пока она не становится насыщенной жидкостью (Точка 1).

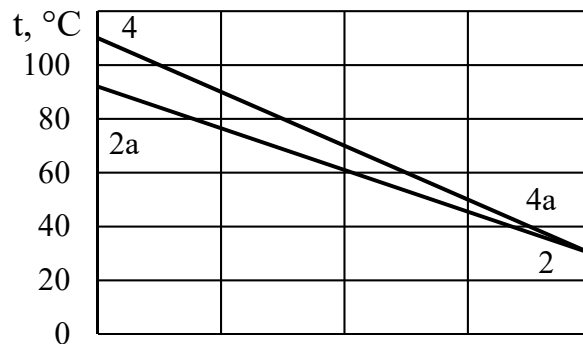


Рисунок 3.3 – График температурного напора в подогревателе

Уравнение теплового баланса для подогревателя:

$$m_4 h_4 + m_2 h_2 = m_4 h_{4a} + m_2 h_{2a} . \quad (3.6)$$

Учитывая, что через внешний и внутренний контуры теплообменника прокачивается один и тот же поток рабочего тела, уравнение принимает следующий вид:

$$h_4 + h_2 = h_{4a} + h_{2a} . \quad (3.7)$$

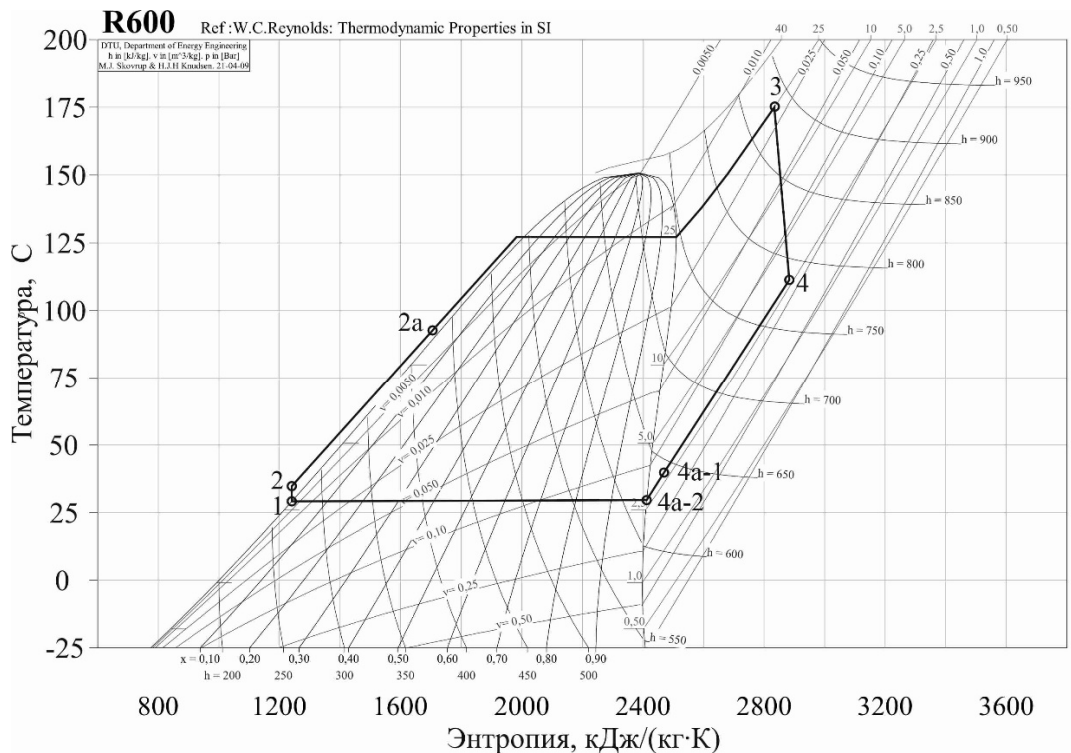
Отсюда, энтальпия нагреваемого потока на выходе из подогревателя:

$$h_{2a} = h_4 + h_2 - h_{4a} . \quad (3.8)$$

Параметры цикла на основе фреона R600 представлены в Таблице 3.11, на Рисунке 3.4 приведен термодинамический цикл для фреона R600 в  $ts$ -диаграмме.

Таблица 3.11 – Параметры цикла для фреона R600

| Точка цикла | t, °C | P, бар | h, кДж/кг | c <sub>p</sub> , кДж/К |
|-------------|-------|--------|-----------|------------------------|
| 1           | 30    | 2,81   | 272       | 2,427                  |
| 2           | 30    | 30     | 274       | 2,409                  |
| 2a          | 92    | 28     | 433       | 2,798                  |
| 3           | 175   | 25     | 882       | 2,697                  |
| 4           | 110   | 2,81   | 782       | 2,105                  |
| 4a          | 30    | 2,81   | 625       | 1,844                  |

Рисунок 3.4 – Цикл для фреона R600 в  $ts$ -диаграмме

Уравнение теплового баланса для котла-утилизатора:

$$G_{yx} (h'_{yx} - h''_{yx}) = G_{R600} (h_{2a} - h_3). \quad (3.9)$$

Из 3.9 уравнение зависимости расхода дымовых газов от расхода рабочего тела примет следующий вид:

$$G_{yx} = \frac{G_{R600} (h_3 - h_{2a})}{(h'_{yx} - h''_{yx})}, \quad (3.10)$$

где  $t'_{yx}$  – температура газов до КУ,  $t''_{yx}$  – температура газов после КУ.



Для рассчитанного ранее цикла и при температурах газов до и после КУ 402 °С и 150 °С соответственно получим  $G_{yx} = 1,237 \cdot G_{R600}$ .

### 3.5.2 Результаты расчетов комбинированной тепловой электростанции на основе газопоршневой установки и фреоновой паровой турбины

При комбинировании циклов Отто и Ренкина в установке на базе ГПУ Caterpillar G3616 LE (Таблица 3.12), расход фреона R600 может быть обеспечен на уровне  $G_0 = 1,706$  кг/с, что, при располагаемом теплоперепаде  $H = 100$  кДж/кг и внутреннем относительном КПД турбины  $\eta = 0,85$  позволит обеспечить выработку дополнительных 145 кВт электрической мощности (Таблица 3.13).

Таблица 3.12 – Характеристики ГПУ Caterpillar G3616 LE

| №  | Наименование                | Размерность       | Значение   |
|----|-----------------------------|-------------------|------------|
| 1  | Номинальная мощность        | кВт               | 3859       |
| 2  | Потребление топлива         | кВт               | 9831       |
| 3  | Электрический КПД, %        | %                 | 39,3       |
| 4  | Расположение блоков         |                   | V-образное |
| 5  | Количество цилиндров        | шт                | 16         |
| 6  | Диаметр цилиндра            | мм                | 300        |
| 7  | Ход поршня                  | мм                | 300        |
| 8  | Объем двигателя             | л                 | 339        |
| 9  | Объем выхлопных газов       | м <sup>3</sup> /ч | 21360      |
| 10 | Температура выхлопных газов | °С                | 402        |
| 11 | Габаритные размеры:         |                   |            |
|    | длина                       | мм                | 9320       |
|    | ширина                      | мм                | 2121       |
|    | высота                      | мм                | 4126       |
| 12 | Сухой вес                   | кг                | 64470      |
| 13 | Удельная стоимость          | \$/кВт            | 500        |

ГПУ Caterpillar G3616 LE является представителем серии 3600 средних двигателей, в которую входят как приводные агрегаты для морских судов, так и промышленные и энергетические двигатели. В эту серию входят двигатели мощностью от 1,5 до 4,5 МВт.

Таблица 3.13 – Энергетические и расходные параметры комбинированной ТЭС на основе ГПУ и фреоновой ПТУ

| №  | Наименование  | Размерность   | Значение         |
|----|---|---------------|------------------|
| 1  | Электрическая мощность ГПУ, $N_{ГПУ}$                           | кВт           | 3859             |
| 2  | Потребление топлива ГПУ, $Q_{топл}$                             | кВт           | 9831             |
| 3  | Электрическая мощность ПТ, $N_{ПТ}$                             | кВт           | 145              |
| 4  | Суммарная электрическая мощность, $N^{\Sigma}$                  | кВт           | 4004             |
| 5  | Расход фреона, $G_0$  | кг/с<br>(т/ч) | 1,706<br>(6,142) |
| 6  | Давление пара на входе в ПТ, $p_0$                              | МПа           | 2,5              |
| 7  | Температура пара на входе в ступень турбины, $p_0$              | °С            | 175              |
| 8  | Внутренний относительный КПД турбины, $\eta_{0i}^{ПТ}$          |               | 0,85             |
| 9  | КПД комбинированной энергетической установки, $\eta_{эл}^{ТЭС}$ |               | 0,407            |
| 10 | Прибавка КПД  |               | 0,015            |

Паросиловая надстройка на базе фреоновой паровой турбины, работающей на фреоне R600, к газопоршневой установке Caterpillar G3616 LE обеспечила прирост КПД в размере 1,5 %, а КПД комбинированной мини-ТЭС составил 40,7 %.

### 3.6 Анализ вариантов исполнения комбинированной энергетической установки

Здесь проведен сравнительный анализ вариантов исполнения комбинированной энергетической установки на основе циклов Отто и Ренкина по энергетическим и расходным и характеристикам (Таблица 3.14, Рисунок 3.5, Рисунок 3.6).

Таблица 3.14 – Энергетические и расходные параметры рассмотренных комбинированных установок

| № | Наименование                                   | Размерность | Тип комбинированной энергоустановки |  |                        |                                    |                 |
|---|--|-------------|-------------------------------------|--|------------------------|------------------------------------|-----------------|
|   |  |             | С многоступенчатой ПТУ              | С одноступенчатой ПТУ с трехвенечной ступенью скорости | С паровинтовой машиной | Мультиблочная с одной ПТУ Т-30/2,9 | С фреоновой ПТУ |
|   |  |             | Значение                            |  |                        |                                    |                 |
| 1 | 2  | 3           | 4                                   | 5  | 6                      | 7                                  | 8               |
| 1 | Электрическая мощность ГПУ, $N_{ГПУ}$          | кВт         | 3044                                | 1063   | 3044                   | 292800                             | 3859            |
| 2 | Электрический КПД ГПУ, $\eta_{ГПУ}$            | %           | 43,01                               | 40,8   | 43,01                  | 48,9                               | 39,3            |
| 3 | Потребление топлива ГПУ, $Q_{топл}$            | кВт         | 7076                                | 2607   | 7076                   | 602464                             | 9831            |
| 4 | Электрическая мощность ПТ, $N_{ПТ}$            | кВт         | 475                                 | 189  | 212                    | 26879                              | 145             |
| 5 | Суммарная электрическая мощность, $N^{\Sigma}$ | кВт         | 3519                                | 1252   | 3256                   | 319679                             | 4004            |
| 6 | Расход рабочего тела, $G_0$                    | кг/с (т/ч)  | 0,566 (2,0)                         | 0,5 (1,8)  | 0,82 (2,95)            | 61,1 (220)                         | 1,706 (6,142)   |
| 7 | Давление пара на входе в ПТ, $p_0$             | МПа         | 3,783                               | 0,985  | 1,37                   | 2,9                                | 2,5             |

Продолжение таблицы 3.14

| №  | Наименование  | Размерность | Тип комбинированной энергоустановки |  |                        |                                    |                 |
|----|---|-------------|-------------------------------------|--|------------------------|------------------------------------|-----------------|
|    |   |             | С многоступенчатой ПТУ              | С одноступенчатой ПТУ с трехвенечной ступенью скорости | С паровинтовой машиной | Мультиблочная с одной ПТУ Т-30/2,9 | С фреоновой ПТУ |
|    |   |             | Значение                            |  |                        |                                    |                 |
| 1  | 2   | 3           | 4                                   | 5  | 6                      | 7                                  | 8               |
| 8  | Температура пара на входе в ступень турбины, $t_0$              | °С          | 395                                 | 200  | 195                    | 360                                | 175             |
| 9  | Внутренний относительный КПД турбины, $\eta_{0i}^{ПТ}$          | %           | 79,8                                | 62,5   | 70,0                   | 78,0                               | 85,0            |
| 10 | КПД комбинированной энергетической установки, $\eta_{эл}^{ТЭС}$ | %           | 49,7                                | 48,0   | 46,0                   | 53,1                               | 40,7            |
| 11 | Прибавка КПД  | %           | 6,7                                 | 7,3  | 2,99                   | 4,5                                | 1,5             |
| 12 | Габаритные размеры паровой турбины                              |             |                                     |  |                        |                                    |                 |
|    | длина   | мм          | 1880                                | 1100   | 2420                   |                                    |                 |
|    | ширина  | мм          | 600                                 | 800  | 1300                   |                                    |                 |
|    | высота  | мм          | 800                                 | 1000   | 1440                   |                                    |                 |

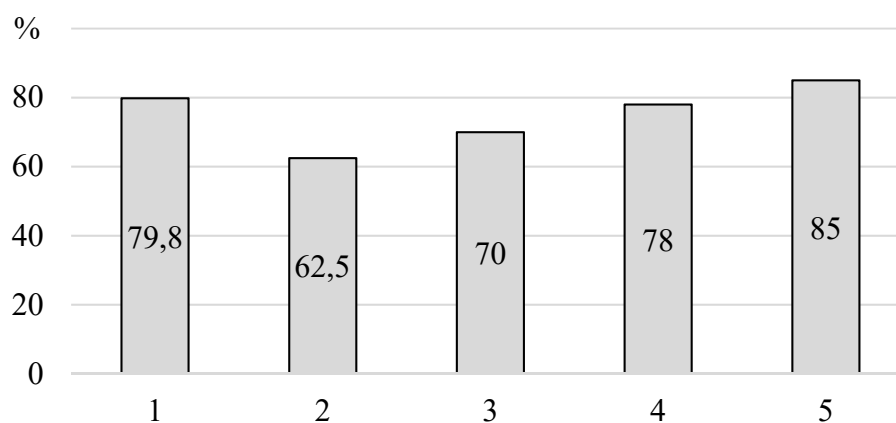


Рисунок 3.5 – Внутренний относительный КПД паросиловых надстроек по вариантам: 1 – с многоступенчатой ПТУ; 2 – с одноступенчатой ПТУ с трехвенечной ступенью скорости; 3 – с паровинтовой машиной; 4 – мультиблочная с одной ПТУ; 5 – с фреоновой ПТУ

Наибольший внутренний относительный КПД (85%) можно наблюдать у фреоновой паротурбинной установки, наименьший внутренний относительный КПД (62,5%) – у одноступенчатой ПТУ с трехвенечной ступенью скорости.

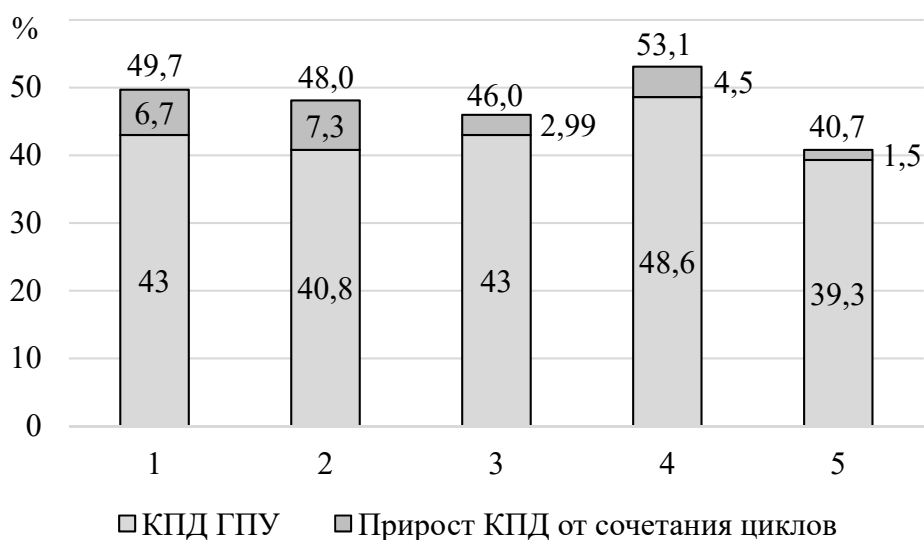


Рисунок 3.6 – КПД комбинированных энергоустановок по вариантам: 1 – с многоступенчатой ПТУ; 2 – с одноступенчатой ПТУ с трехвенечной ступенью скорости; 3 – с паровинтовой машиной; 4 – мультиблочная с одной ПТУ; 5 – с фреоновой ПТУ

Можно видеть, что максимальная прибавка КПД (7,3%) была обеспечена паросиловой установкой на базе одноступенчатой паровой турбины с трехвенечной ступенью скорости. Наибольший КПД был достигнут в случае мультиблочной ТЭС и составил 53,1%. Наименьшая прибавка эффективности (1,5%) была получена в случае фреоновой паросиловой надстройки, КПД составил 40,7%.

### **Выводы по третьей главе**

1. Разработаны пять вариантов комбинированных энергоустановок на базе газопоршневых установок и паросиловых надстроек суммарной мощностью от 1252 кВт для варианта с одноступенчатой турбиной с трехвенечной ступенью скорости до 319697 кВт для мультиблочной станции на базе шестнадцати ГПУ Wärtsilä 50SG суммарной мощностью 292,8 МВт и паровой турбины Т-30/2,9 производства ОАО «Силловые машины», работающей на пониженных параметрах пара.

2. Определены конструктивные размеры турбин: 1880 x 600 x 800 мм для многоступенчатой ПТУ; 1100 x 800 x 1000 мм для одноступенчатой ПТУ с трехвенечной ступенью скорости; 2420 x 1300 x 1440 мм для паровинтовой машины. Полученные габариты являются сравнительно небольшими для паровых машин и позволяют реализовать паросиловую надстройку в блочно-модульной компоновке.

3. Определено, как влияет на эффективность внедрение каждого из вариантов установки. Максимальная прибавка КПД в размере 7,3 % была обеспечена паросиловой установкой на базе одноступенчатой паровой турбины с трехвенечной ступенью скорости, наименьший эффект (1,5 %) был получен от внедрения паросиловой надстройки на базе органического цикла Ренкина с фреоном R600 в качестве рабочего тела.

## ГЛАВА 4 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ОЦЕНКИ ТЕПЛОВОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ НА ОСНОВЕ СОЧЕТАНИЯ ЦИКЛОВ ОТТО И РЕНКИНА

### 4.1 Методика оценки расходов топлива на производство и отпуск электроэнергии

Годовой расход условного топлива на отпущенную электроэнергию, т у т/год:

$$B^{\text{Э}} = b_N^{\text{у}} \cdot \mathcal{E}_{\text{ОШ}} \cdot 10^{-3}, \quad (4.1)$$

где  $\mathcal{E}_{\text{ОШ}}$  – электроэнергия, отпущенная с шин потребителю, кВт·ч/год.

$$\mathcal{E}_{\text{ОШ}} = N_{\Gamma} \cdot \tau_N \cdot \left(1 - \frac{K_{\text{СН}}}{100}\right), \quad (4.2)$$

$N_{\Gamma}$  – установленная мощность проектируемого энергоблока, кВт;

$$N_{\Gamma} = N_{\text{ГПУ}} + N_{\text{ПТ}}, \quad (4.3)$$

$\tau_N = 6000$  ч – число часов использования установленной мощности;

$K_{\text{СН}} = 1,0\%$  – коэффициент затрат электроэнергии на собственные нужды;

$b_N^{\text{у}}$  – удельный расход условного топлива по отпускаемой электроэнергии, г у т/кВт·ч;

$$b_N^{\text{у}} = b_N \frac{Q_{\text{Н}}^{\text{п}}}{29,3}, \quad (4.4)$$

$b_N$  – удельный расход топлива по отпускаемой электроэнергии, г/кВт·ч;

$$b_N = \frac{B \tau_N}{\mathcal{E}_{\text{ОШ}}}, \quad (4.5)$$

где  $B$  – расход топлива в час, г/ч.

## 4.2 Оценка расходов топлива на производство и отпуск электроэнергии по вариантам

Результаты оценки расходов топлива на отпуск и производства электроэнергии для разных вариантов реализации комбинированных ТЭС сведены в Таблицу 4.1 и отражены в Рисунках 4.1, 4.2, 4.3.

Таблица 4.1 – Результаты оценки расходов топлива на отпуск и производства электроэнергии по вариантам

| №  | Наименование           | Размерность     | Тип комбинированной энергоустановки |  |                        |                                    |                 |
|----|------------------------|-----------------|-------------------------------------|--|------------------------|------------------------------------|-----------------|
|    |                        |                 | С многоступенчатой ПТУ              | С одноступенчатой ПТУ с трехвечной ступенью скорости | С паровинтовой машиной | Мультиблочная с одной ПТУ Т-30/2,9 | С фреоновой ПТУ |
| 1  | 2                      | 3               | 4                                   | 5  | 6                      | 7                                  | 8               |
| 1  | $B^{\text{э}}$         | т у.т/год       | 5216,4                              | 1921,1   | 5216,4                 | 444137,3                           | 7247,4          |
| 2  | Эош                    | кВт·ч/год<br>д  | 20902860                            | 7436880  | 19340640               | 191743200<br>0                     | 23783760        |
| 3  | $N_{\Gamma}$           | кВт             | 3519                                | 1252   | 3256                   | 322800                             | 4004            |
| 4  | $N_{\Gamma\text{ПТУ}}$ | кВт             | 3044                                | 1063   | 3044                   | 292800                             | 3859            |
| 5  | $N_{\text{ПТ}}$        | кВт             | 475                                 | 189  | 212                    | 26879                              | 145             |
| 6  | $\tau_N$               | ч               | 6000                                | 6000   | 6000                   | 6000                               | 6000            |
| 7  | $K_{\text{СН}}$        | %               | 1                                   | 1  | 1                      | 1                                  | 1               |
| 8  | $b_N^y$                | г у<br>т/кВт·ч  | 249,6                               | 258,3  | 269,7                  | 231,6                              | 304,7           |
| 9  | $b_N$                  | г/кВт·ч         | 215,1                               | 222,6  | 232,4                  | 199,6                              | 262,6           |
| 10 | $B$                    | г/ч             | 749223,5                            | 275929,4   | 749223,5               | 63790305,9                         | 1040929,4       |
| 11 | $\delta b_N^y$         | г у т<br>/кВт·ч | 38,9                                | 45,9   | 18,8                   | 23,7                               | 11,4            |



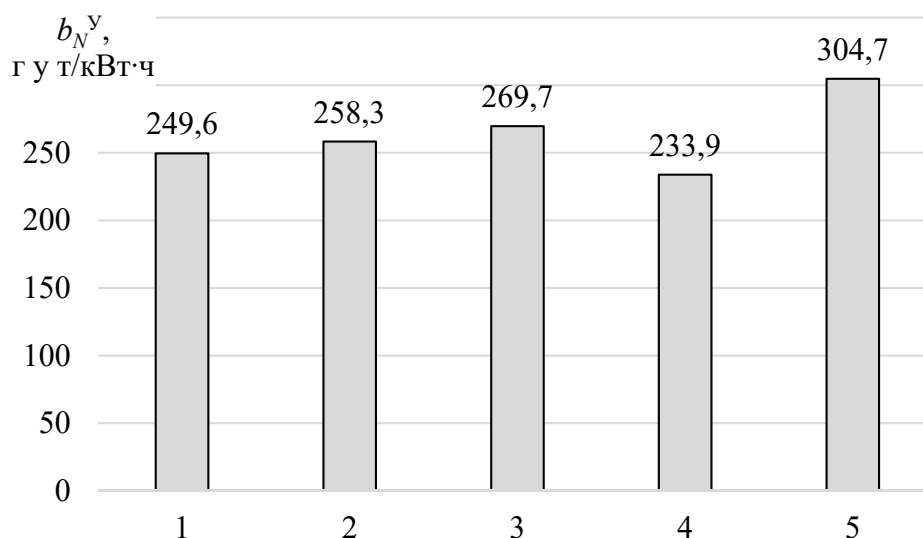


Рисунок 4.1 – Удельные расходы условного топлива на отпускаемую электроэнергию по вариантам: 1 – с многоступенчатой ПТУ; 2 – с одноступенчатой ПТУ с трехвенечной ступенью скорости; 3 – с паровинтовой машиной; 4 – мультиблочная с одной ПТУ; 5 – с фреоновой ПТУ

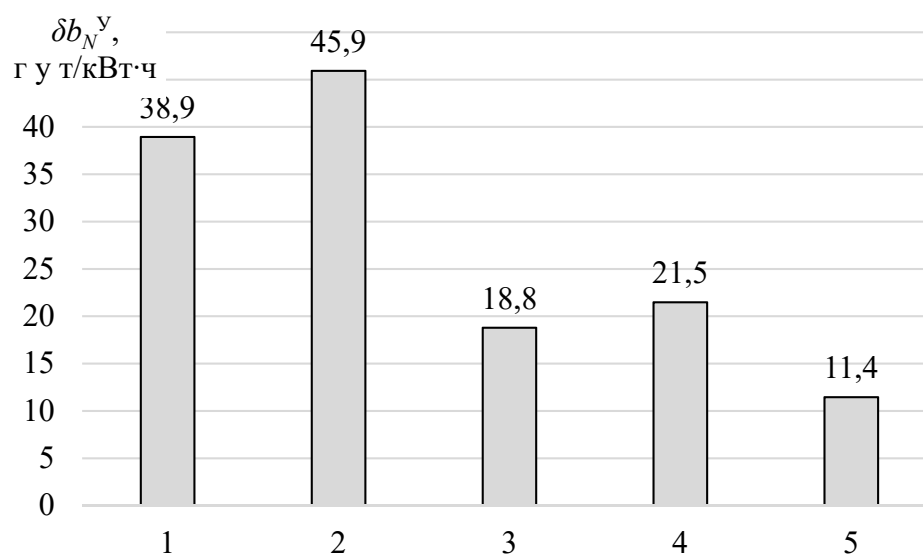


Рисунок 4.2 – Сокращение удельных расходов условного топлива на отпускаемую электроэнергию по вариантам: 1 – с многоступенчатой ПТУ; 2 – с одноступенчатой ПТУ с трехвенечной ступенью скорости; 3 – с паровинтовой машиной; 4 – мультиблочная с одной ПТУ; 5 – с фреоновой ПТУ

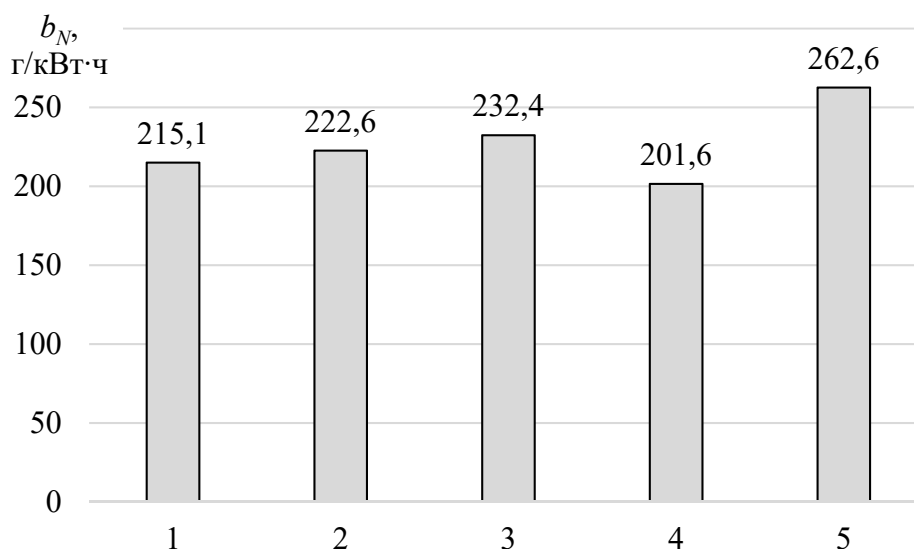


Рисунок 4.3 – Удельные расходы натурального топлива на отпускаемую электроэнергию по вариантам: 1 – с многоступенчатой ПТУ; 2 – с одноступенчатой ПТУ с трехвенечной ступенью скорости; 3 – с паровинтовой машиной; 4 – мультиблочная с одной ПТУ; 5 – с фреоновой ПТУ

Удельные расходы условного топлива на отпускаемую электроэнергию составили от 231,6 г у т/кВт·ч до 304,7 г у т/кВт·ч в зависимости от варианта установки. Наилучший показатель у мультиблочной комбинированной ТЭС, наихудший – у комбинированной установки на низкокипящем рабочем теле. При этом стоит отметить, что максимальное снижение расхода условного топлива (45,7 г у т/кВт·ч) достигнуто от внедрения паросиловой установки на базе одноступенчатой ПТУ с трехвенечной ступенью скорости, а наихудший эффект (11,4 г у т/кВт·ч) наблюдается от внедрения комбинированной установки с фреоновой турбиной.

### 4.3 Методика оценки капиталовложений в установки по вариантам

Капиталовложения в газопоршневую установку, \$:

$$K_{\text{ГПУ}} = K_{\text{ГПУ}}^{\text{уд}} N_{\text{ГПУ}}, \quad (4.6)$$

где  $K_{\text{ГПУ}}^{\text{уд}}$  - удельная стоимость ГПУ (определена по прайсу), \$/кВт;

$N_{\text{ГПУ}}$  - электрическая мощность ГПУ, кВт.

Капиталовложения в котел-утилизатор оцениваются по следующей формуле, \$:

$$K_{\text{КУ}} = K_{\text{КУ}}^0 \cdot \prod_{i=1}^3 c_i \cdot \prod_{j=1}^8 \left( \frac{x_j}{x_j^0} \right)^{n_j}, \quad (4.7)$$

где  $K_{\text{КУ}}^0$  - базовое значение капиталовложений в КУ, \$ (Таблица 4.2);

$c_i$  – коэффициенты приведения для КУ (Таблица 4.3);

$x_j, x_j^0, n_j$  – определяющие параметры, базовые значения параметров и показатели степени для КУ соответственно (Таблица 4.4).

Таблица 4.2 – Базовые значения капиталовложений в котел-утилизатор, \$

|                                   | РФ             | КНР              | США               | ЕС                 |
|-----------------------------------|----------------|------------------|-------------------|--------------------|
| Базовое значение капиталовложений | $7 \cdot 10^6$ | $6,4 \cdot 10^6$ | $10,7 \cdot 10^6$ | $11,45 \cdot 10^6$ |

Таблица 4.3 – Коэффициенты приведения для котла-утилизатора

| Влияющий фактор      | Характеристика фактора | Обознач. | Значение |     |     |    |
|----------------------|------------------------|----------|----------|-----|-----|----|
|                      |                        |          | РФ       | КНР | США | ЕС |
| Тип котла            | Прямоточный            | $c_1$    | 1,0      |     |     |    |
|                      | Барабанный             |          | 1,05     |     |     |    |
| Перегрев пара        | Без промперегрева      | $c_2$    | 1,0      |     |     |    |
|                      | С промперегревом       |          | 1,16     |     |     |    |
| Регион строительства | Европейская часть      | $c_3$    | 1,0      | 1,0 |     |    |
|                      | Сибирь                 |          | 1,05     |     |     |    |
|                      | Дальний Восток         |          | 1,1      |     |     |    |

Таблица 4.4 – Параметры  $x_j^0$  и показатели степени  $n_j$  для котла-утилизатора

| Наименование  | Параметры |       | Показатели степени |   |   |  |    |
|---|-----------|-------|--------------------|---|---|--|----|
|   | Обознач.  | Знач. | Обознач.           | Значение                                  |   |  |    |
|   |           |       |                    | РФ  | КНР   | США  | ЕС |
| Производительность котла, т/ч   | $x_1^0$   | 100   | $n_1$              | менее 900 т/ч: 0,8<br>более 900 т/ч: 0,77 | Формула $8 \cdot 10^{-9} \cdot D^2 - 5 \cdot 10^{-5} \cdot D + 0,836$ | Формула<br>До 850 т/ч: $0,83 \cdot 2,74 \cdot 10^{-5}$<br>Свыше 850 т/ч: $0,77 \cdot 1,26 \cdot 10^{-5}$ |    |
| Давление перегретого пара, Мпа  | $x_2^0$   | 17    | $n_2$              | 0,4                                       | 0,3   | 0,25   |    |
| Температура перегретого пара, °С                                      | $x_3^0$   | 545   | $n_3$              | 0,9                                       |   |  |    |
| Температура пара промперегрева, °С                                    | $x_4^0$   | 545   | $n_4$              | 1,3                                       |   |  |    |
| Температура уходящих газов, °С  | $x_5^0$   | 130   | $n_5$              | -0,13                                     |   |  |    |
| Температура питательной воды, °С                                      | $x_6^0$   | 230   | $n_6$              | 0,6                                       |   |  |    |
| Теплота сгорания условного топлива, МДж/кг.у.т.                       | $x_7^0$   | 29,3  | $n_7$              | -0,2                                      |   |  |    |
| Число часов использования установленной паропроизводительности, ч/год | $x_8^0$   | 6000  | $n_8$              | 0,2                                       |   |  |    |

Капиталовложения в паровую турбину, \$:

$$K_{\text{ПТ}} = K_{\text{ПТ}}^0 \cdot \prod_{i=1}^3 c_i \cdot \prod_{j=1}^7 \left( \frac{x_j}{x_j^0} \right)^{n_j}; \quad (4.8)$$

где  $K_{\text{ПТ}}^0$  - базовое значение капиталовложений в ПТ, \$ (Таблица 4.5);

$c_i$  – коэффициенты приведения для ПТ (Таблица 4.6);

$x_j, x_j^0, n_j$  – определяющие параметры, базовые значения параметров и показатели степени для ПТ соответственно (Таблица 4.7).

Таблица 4.5 – Базовые значения капиталовложений в паровые турбины, \$

|                                   | РФ               | КНР              | США              | ЕС               |
|-----------------------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|
| Базовое значение капиталовложений | $5,3 \cdot 10^6$ | $5,3 \cdot 10^6$ | $5,5 \cdot 10^6$ | $6,5 \cdot 10^6$ |

Удельные капиталовложения в турбину для установки на низкокипящем рабочем теле определены в размере 1200 \$/кВт [105] [106].

Таблица 4.6 – Коэффициенты приведения для паровой турбины

| Влияющие факторы              | Характеристика факторов  | Обозначение | Значение |     |     |    |
|-------------------------------|--|-------------|----------|-----|-----|----|
|                               |  |             | РФ       | КНР | США | ЕС |
| Тип турбоагрегата             | К-турбина  | $c_1$       | 1,0      |     |     |    |
|                               | Т-турбина  |             | 1,3      |     |     |    |
|                               | ПТ-турбина   |             | 1,4      |     |     |    |
|                               | Р-турбина  |             | 0,6      |     |     |    |
| Регион строительства          | Европейская часть  | $c_2$       | 1,0      | 1,0 |     |    |
|                               | Сибирь   |             | 1,03     |     |     |    |
|                               | Дальний Восток   |             | 1,05     |     |     |    |
| Демонтаж и компенсация аварий | Демонтаж после выработки срока эксплуатации и компенсация аварий | $c_3$       | 1,2      |     |     |    |

Таблица 4.7 – Параметры  $x_j^0$  и показатели степени  $n_j$  для паровой турбины

| Наименование                              | Параметры |       | Показатели степени |   |   |                                      |
|---|-----------|-------|--------------------|---|---|--------------------------------------|
|   | Обознач.  | Знач. | Обознач.           | Значение  |   |                                      |
|   |           |       |                    | РФ, КНР   | США   | ЕС                                   |
| Установленная мощность турбоагрегата, кВт | $x_1^0$   | 30    | $n_1$              | <330 МВт:<br>0,8                                    | <330 МВт:<br>0,84                                   | 0,922-<br>$-4 \cdot 10^{-4} \cdot N$ |
|   |           |       |                    | >330 МВт:<br>0,94-<br>$-4,24 \cdot 10^{-4} \cdot N$ | >330 МВт:<br>1,03-<br>$-5,75 \cdot 10^{-4} \cdot N$ |                                      |
| Давление перегретого пара, МПа            | $x_2^0$   | 14    | $n_2$              | 0,22  | 0,17  |                                      |
| Температура перегретого пара, °С          | $x_3^0$   | 545   | $n_3$              | 1,0   | 1,0   |                                      |
| Температура пара промперегрева, °С        | $x_4^0$   | 545   | $n_4$              | 1,3   | 1,25  |                                      |

| Наименование  | Параметры |       | Показатели степени |          |     |    |
|---|-----------|-------|--------------------|----------|-----|----|
|   | Обознач.  | Знач. | Обознач.           | Значение |     |    |
|   |           |       |                    | РФ, КНР  | США | ЕС |
| Количество ЦНД  | $x_5^0$   | 1     | $n_5$              | 0,2      | 0,2 |    |
| Количество ЦСД+ЦВД                                      | $x_6^0$   | 1     | $n_6$              | 0,3      | 0,3 |    |
| Число часов использования установленной мощности, ч/год | $x_7^0$   | 6000  | $n_7$              | 0,2      | 0,2 |    |

Капиталовложения в электрогенератор со вспомогательным оборудованием, автоматику и КИП при установке ПВМ, повышающие трансформаторы и трансформаторы собственных нужд, главное распределительное устройство, связь с энергосистемой [12]:

$$K_{\text{эл}} = K_{\text{эл}}^0 \cdot c_1 \cdot \prod_{j=1}^3 \left( \frac{x_j}{x_j^0} \right)^{n_j}; \quad (4.9)$$

где  $K_{\text{эл}}^0$  – базовые капиталовложения в электрооборудование, \$ (Таблица 4.10);

$c_1$  – коэффициент приведения для электрооборудования (Таблица 4.11);

$x_j, x_j^0, n_j$  – определяющие параметры, базовые значения параметров и показатели степени для электрооборудования соответственно (Таблица 4.12)

Таблица 4.10 – Базовые значения капиталовложений в электрооборудование, \$

|                                   | РФ                | КНР               | США               | ЕС                |
|-----------------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| Базовое значение капиталовложений | $11,6 \cdot 10^6$ | $10,9 \cdot 10^6$ | $14,8 \cdot 10^6$ | $16,6 \cdot 10^6$ |

Таблица 4.11 – Коэффициенты приведения для электрооборудования

| Влияющие факторы     | Характеристика факторов | Обозначение | Значение |     |     |    |
|----------------------|-------------------------|-------------|----------|-----|-----|----|
|                      |                         |             | РФ       | КНР | США | ЕС |
| Регион строительства | Европейская часть       | $c_1$       | 1,0      | –   |     |    |
|                      | Сибирь                  |             | 1,03     |     |     |    |
|                      | Дальний Восток          |             | 1,06     |     |     |    |

Таблица 4.12 – Параметры  $x_j^0$  и показатели степени  $n_j$  для электрооборудования

| Наименование  | Параметры |       | Показатели степени |                  |
|---|-----------|-------|--------------------|------------------|
|   | Обознач.  | Знач. | Обознач.           | Значение         |
|   |           |       |                    | РФ, КНР, США, ЕС |
| Установленная мощность электрогенератора, кВт           | $x_1^0$   | 100   | $n_1$              | 0,9              |
| Собственные нужды энергоблока, %                        | $x_2^0$   | 5     | $n_2$              | 0,2              |
| Число часов использования установленной мощности, ч/год | $x_3^0$   | 6000  | $n_3$              | 0,2              |

Капиталовложения в паропроводы и газопроводы оцениваю в размере 2% от капиталовложений в паровую турбину, руб [12]:

$$K_{\text{ПП}} = 0,02K_{\text{ПТ}}; \quad (4.10)$$

Капиталовложения во вспомогательное оборудование определяют как сумму капиталовложений в системы и агрегаты, не учтенные предыдущими оценками.

$$K_{\text{ВСП}} = K_{\text{НПГ}} + K_{\text{ТД}} + K_{\text{ДТ}}, \quad (4.11)$$

где  $K_{\text{НПГ}}$  – капиталовложения в низкопотенциальную группу,

$K_{\text{ТД}}$  – капиталовложения в тягодутьевое оборудование,

$K_{\text{ДТ}}$  – капиталовложения в дымовую трубу и систему газоотведения.

Капиталовложения в низкопотенциальную группу энергоблока включают в себя капиталовложения в конденсатор, систему технического водоснабжения и систему регенерации (подогреватели, трубопроводы тракта питательной воды, насосы), \$:

$$K_{\text{НПГ}} = K_{\text{НПГ}}^0 \prod_{i=1}^2 c_i \cdot \prod_{j=1}^5 \left( \frac{x_j}{x_j^0} \right)^{n_j}; \quad (4.12)$$

где  $K_{\text{НПГ}}^0$  – базовые капиталовложения, \$ (Таблица 4.13);

$c_1$  – коэффициент приведения для низкопотенциальной группы (Таблица 4.14);

$x_j, x_j^0, n_j$  – определяющие параметры, базовые значения параметров и показатели степени для низкопотенциальной группы соответственно (Таблица 4.15)

Таблица 4.13 – Базовые значения капиталовложений в низкопотенциальную группу, \$

|                                   | РФ             | КНР              | США              | ЕС               |
|-----------------------------------|----------------|------------------|------------------|------------------|
| Базовое значение капиталовложений | $5 \cdot 10^6$ | $3,8 \cdot 10^6$ | $6,7 \cdot 10^6$ | $7,6 \cdot 10^6$ |

Таблица 4.14 – Коэффициент приведения для низкопотенциальной группы

| Влияющие факторы     | Характеристика факторов | Обозначение | Значение |     |     |    |
|----------------------|-------------------------|-------------|----------|-----|-----|----|
|                      |                         |             | РФ       | КНР | США | ЕС |
| Регион строительства | Европейская часть       | $c_1$       | 1,0      | –   |     |    |
|                      | Сибирь                  |             | 1,03     |     |     |    |
|                      | Дальний Восток          |             | 1,06     |     |     |    |



Таблица 4.15 – Базовые и определяющие параметры

| Наименование  | Параметры |       | Показатели степени |                  |
|---|-----------|-------|--------------------|------------------|
|   | Обознач.  | Знач. | Обознач.           | Значение         |
|   |           |       |                    | РФ, КНР, США, ЕС |
| Температура питательной воды, °С                        | $x_1^0$   | 230   | $n_1$              | 0,6              |
| Расход питательной воды, т/ч                            | $x_2^0$   | 100   | $n_2$              | 0,6              |
| Давление питательной воды, МПа                          | $x_3^0$   | 17    | $n_3$              | 0,5              |
| Кратность циркуляции                                    | $x_4^0$   | 16000 | $n_4$              | 0,45             |
| Температура конденсации пара, °С                        | $x_5^0$   | 35    | $n_5$              | -0,2             |
| Число часов использования установленной мощности, ч/год | $x_6^0$   | 6000  | $n_6$              | 0,2              |

Капиталовложения на тягодутьевое оборудование, руб:

$$K_{\text{ТД}} = K_{\text{ТД}}^0 \cdot \prod_{i=1}^2 c_i \cdot \left( \frac{x_1}{x_1^0} \right)^{n_1}; \quad (4.13)$$

где  $K_{\text{ТД}}^0$  - базовые капиталовложения, \$ (Таблица 4.16);

$c_i$  – коэффициент приведения для тягодутьевого оборудования (Таблица 4.17);

$x_j, x_j^0, n_j$  – определяющие параметры, базовые значения параметров и показатели степени для тягодутьевого оборудования соответственно (Таблица 4.18)

Таблица 4.16 – Базовые значения капиталовложений в тягу и дутье, \$

|                                   | РФ               | КНР              | США               | ЕС                |
|-----------------------------------|------------------|------------------|-------------------|-------------------|
| Базовое значение капиталовложений | $0,6 \cdot 10^6$ | $0,5 \cdot 10^6$ | $0,73 \cdot 10^6$ | $0,82 \cdot 10^6$ |

Таблица 4.17 – Коэффициент приведения для тягодутьевого оборудования

| Влияющие факторы | Характеристика факторов | Обозначение | Значение |     |     |    |
|------------------|-------------------------|-------------|----------|-----|-----|----|
|                  |                         |             | РФ       | КНР | США | ЕС |
| Топливо          | Уголь                   | $c_1$       | 1,0      |     |     |    |
|                  | Газ или мазут           |             | 0,85     |     |     |    |

Таблица 4.18 – Базовые и определяющие параметры для тягодутьевого оборудования

| Наименование            | Параметры |       | Показатели степени |                  |
|-------------------------|-----------|-------|--------------------|------------------|
|                         | Обознач.  | Знач. | Обознач.           | Значение         |
|                         |           |       |                    | РФ, КНР, США, ЕС |
| Расход топлива, т.у.т/ч | $x_1^0$   | 10    | $n_1$              | 0,9              |

Расчет дымовой трубы ведется следующим образом:

Принимается скорость дымовых газов в устье трубы  $\omega_0 = 27\text{ м/с}$ .

Расход натурального топлива при номинальной нагрузке принимаю из паспортных данных ГПУ:

Суммарное количество окислов азота, выбрасываемых в атмосферу, мг/с:

$$M_{NO_x} = C_{NO_x} V_{дг}; \quad (4.14)$$

где  $C_{NO_x}$  – концентрация окислов азота в выхлопных газах (по паспортным данным ГПУ), мг/м<sup>3</sup>;

$V_{дг}$  - объем выхлопных газов (по паспортным данным), м<sup>3</sup>/с;

Определяется минимально допустимая высота дымовой трубы (при которой максимальная концентрация каждого вредного вещества не должна превышать соответствующую ПДК):

При выбросах окислов азота:

$$H = M \cdot \left( \frac{M_{NO_x}}{ПДК_{NO_x} - C_{NO_x}^{\phi}} \right)^{0,5}; \quad (4.15)$$

где  $ПДК_{NO_x} = 0,085$  – предельно-допустимая концентрация окислов азота;

$C_{NO_x}^\phi$  – фоновая концентрация, которая учитывается для ТЭС, сооружающихся в городах, и принимается равным (0,2...0,3) ПДК соответствующих загрязнений.

$$C_{NO_x}^\phi = 0,2 ПДК_{NO_x}, \quad (4.16)$$

Параметр М рассчитывается как:

$$M = \left[ AFmn \sqrt[3]{\frac{z}{V_{ДГ}(\Delta t)}} \right]^{0,5}; \quad (4.17)$$

где  $z = 1$  – суммарное число стволов;

$A = 120$  – коэффициент, зависящий от температурной стратификации (слоистость на разных высотах) атмосферы для неблагоприятных метеорологических условий, определяющий условия вертикального и горизонтального рассеивания вредных веществ в атмосферном воздухе (для европейской части центра России – г. Москва);

$F = 1$  – безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосферном воздухе для газообразным примесей при выбросе окислов азота;

$m = 0,9$  и  $n = 1$  – безразмерные коэффициенты, учитывающие условия выхода газовой смеси из выходного отверстия дымовой трубы;

$\Delta t$  – находится как разность между температурой выбрасываемых газов газообразного топлива  $t_{Г}$  ( $^{\circ}C$ ) и средней расчетной температурой окружающего воздуха  $t$  ( $^{\circ}C$ ) (для Москвы  $t_{\text{возд}}^{\text{расч}} = -9,4^{\circ}C$ ).

$$\Delta t = t_{Г} - t_{\text{возд}}^{\text{расч}}; \quad (4.18)$$

Полученное значение Н округляется (в большую сторону) до стандартного типоразмера и принимается окончательно для проектируемой мини-ТЭС. Выбираем из стандартного ряда высоту дымовой трубы.

Рассчитывается и округляется до ближайшего типоразмера диаметр ствола трубы, м:

$$d_0 = 1,13 \sqrt{\frac{V_{\text{дг}}}{z\omega_0}}; \quad (4.19)$$

Капиталовложения в дымовую трубу, \$:

$$K_{\text{дг}} = K_{\text{дг}}^0 c_1 \cdot \left(\frac{h_{\text{дг}}}{100}\right)^2; \quad (4.20)$$

где  $K_{\text{дг}}^0$  - базовые капиталовложения в дымовую трубу, \$ (Таблица 4.19);

$c_1 = 1,0$  – для одноствольной трубы,  $c_1 = 1,3$  – для многоствольной трубы;

$h_{\text{дг}} = 15\text{м}$  - высота дымовой трубы;

$h_{\text{дг}}^0 = 100\text{м}$  - базовое значение высоты трубы;

Таблица 4.19 – Базовые значения капиталовложений в дымовую трубу, \$

|                                   | РФ               | КНР              | США              | ЕС               |
|-----------------------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|
| Базовое значение капиталовложений | $2,1 \cdot 10^6$ | $1,6 \cdot 10^6$ | $2,6 \cdot 10^6$ | $2,9 \cdot 10^6$ |

Капиталовложения в энергоблок, \$;

$$K^{\Sigma} = K_{\text{ГПУ}} + K_{\text{КУ}} + K_{\text{ИТ}} + K_{\text{ИП}} + K_{\text{ТД}} + K_{\text{дг}} + K_{\text{эл}} + K_{\text{НПГ}} \quad (4.21)$$

Удельные капиталовложения, \$/кВт:

$$K_{\text{уд}} = K^{\Sigma} / N. \quad (4.22)$$

#### 4.4 Оценка капиталовложений в установки по вариантам

Результаты оценки капиталовложений для разных вариантов реализации комбинированных ТЭС сведены в Таблицу 4.20 и отражены на Рисунках 4.4, 4.5, 4.6, 4.7. Курс доллара принят в размере 75 руб/\$.

Таблица 4.20 – Результаты оценки капиталовложений по вариантам

| № | Наименование                                 | Размерность | Тип комбинированной энергоустановки |   |                        |                                    |                 |
|---|--|-------------|-------------------------------------|---|------------------------|------------------------------------|-----------------|
|   |  |             | С многоступенчатой ПТУ              | С одноступенчатой ПТУ с трех-венечной ступенью скорости | С паровинтовой машиной | Мультиблочная с одной ПТУ Т-30/2,9 | С фреоновой ПТУ |
| 1 | 2  | 3           | 4                                   | 5   | 6                      | 7                                  | 8               |
| 1 | Капиталовложения в ГПУ                       | \$          | 1252160                             | 512160  | 1252160                | 146400000                          | 1492147         |
|   |  | тыс. руб.   | 93912                               | 38412   | 93912                  | 10980000                           | 111911          |
| 2 | Капиталовложения в КУ                        | \$          | 18564                               | 5313  | 9029                   | 709441                             | 16603           |
|   |  | тыс. руб.   | 1392                                | 398   | 677                    | 53208                              | 1245            |
| 3 | Капиталовложения в ТА                        | \$          | 127839                              | 22593   | 13045                  | 2721297                            | 174000          |
|   |  | тыс. руб.   | 9588                                | 1694  | 978                    | 204097                             | 13050           |
| 4 | Капиталовложения в паропроводы и газопроводы | \$          | 2557                                | 452   | 261                    | 54426                              | 3480            |
|   |  | тыс. руб.   | 192                                 | 34  | 20                     | 4082                               | 261             |
| 5 | Капиталовложения в электрооборудование       | \$          | 71406                               | 31303   | 34107                  | 2844940                            | 24163           |
|   |  | тыс. руб.   | 5355                                | 2348  | 2558                   | 213371                             | 1812            |

Продолжение таблицы 4.20

| № | Наименование                                 | Размерность | Тип комбинированной энергоустановки |  |                        |                                    |                 |
|---|--|-------------|-------------------------------------|--|------------------------|------------------------------------|-----------------|
|   |  |             | С многоступенчатой ПТУ              | С одноступенчатой ПТУ с трехвенечной ступенью скорости | С паровинтовой машиной | Мультиблочная с одной ПТУ Т-30/2,9 | С фреоновой ПТУ |
| 1 | 2  | 3           | 4                                   | 5  | 6                      | 7                                  | 8               |
| 6 | Капиталовложения в низкопотенциальную группу | \$          | 15382                               | 5764   | 11747                  | 662824                             | 27284           |
|   |  | тыс. руб.   | 1154                                | 432  | 881                    | 49712                              | 2046            |
| 7 | Капиталовложения в тягодутьевое оборудование | \$          | 56607                               | 23038  | 56607                  | 3090292                            | 76103           |
|   |  | тыс. руб.   | 4246                                | 1728   | 4246                   | 231772                             | 5708            |
| 8 | Капиталовложения в дымовую трубу             | \$          | 21000                               | 7560   | 21000                  | 215040                             | 13440           |
|   |  | тыс. руб.   | 1575                                | 567  | 1575                   | 16128                              | 1008            |
| 9 | Суммарные капиталовложения                   | \$          | 1565516                             | 608182   | 1397956                | 156698261                          | 1827219         |
|   |  | тыс. руб.   | 117414                              | 45614  | 104847                 | 11752370                           | 137041          |

Окончание таблицы 4.20

| №  | Наименование  | Размерность   | Тип комбинированной энергоустановки |  |                        |                                    |                 |
|----|---|---------------|-------------------------------------|--|------------------------|------------------------------------|-----------------|
|    |   |               | С многоступенчатой ПТУ              | С одноступенчатой ПТУ с трехвенечной ступенью скорости | С паровинтовой машиной | Мультиблочная с одной ПТУ Т-30/2,9 | С фреоновой ПТУ |
| 1  | 2   | 3             | 4                                   | 5  | 6                      | 7                                  | 8               |
| 10 | Удельные капиталовложения в ГПУ                         | \$/кВт        | 411                                 | 482  | 411                    | 500                                | 387             |
|    |   | тыс. руб./кВт | 30,9                                | 36,1   | 30,9                   | 37,5                               | 29,0            |
| 11 | Удельные капиталовложения в паросиловую надстройку      | \$/кВт        | 660                                 | 508  | 688                    | 383                                | 2311            |
|    |   | тыс. руб./кВт | 49,5                                | 38,1   | 51,6                   | 28,7                               | 173,3           |
| 12 | Удельные капиталовложения в комбинированную ТЭС         | \$/кВт        | 445                                 | 486  | 429                    | 490                                | 457             |
|    |   | тыс. руб./кВт | 33,4                                | 36,4   | 32,2                   | 36,8                               | 34,2            |
| 13 | Изменение удельных капиталовложений после внедрения ПТУ | %             | +8,15                               | +0,82  | +4,37                  | -1,97                              | +18,07          |

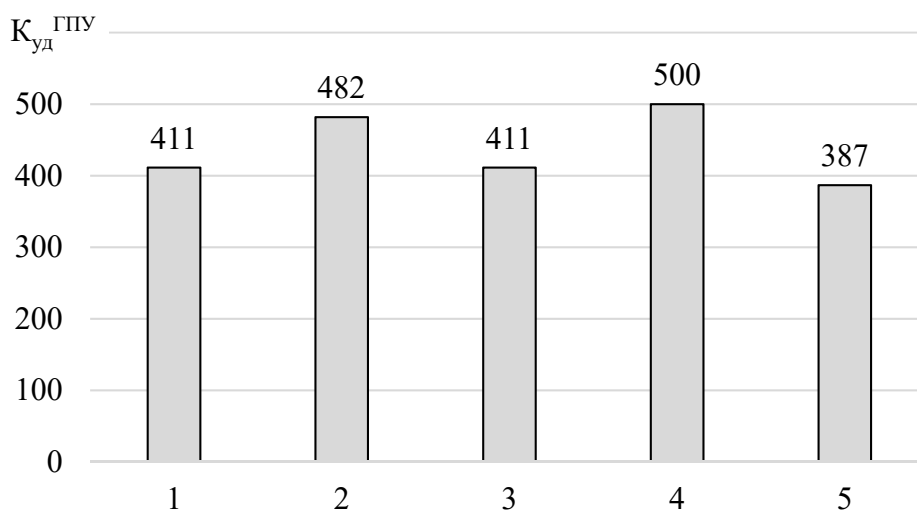


Рисунок 4.4 – Удельные капиталовложения в ГПУ по вариантам:

1 – с многоступенчатой ПТУ; 2 – с одноступенчатой ПТУ с трехвенечной ступенью скорости; 3 – с паровинтовой машиной; 4 – мультиблочная с одной ПТУ; 5 – с фреоновой ПТУ

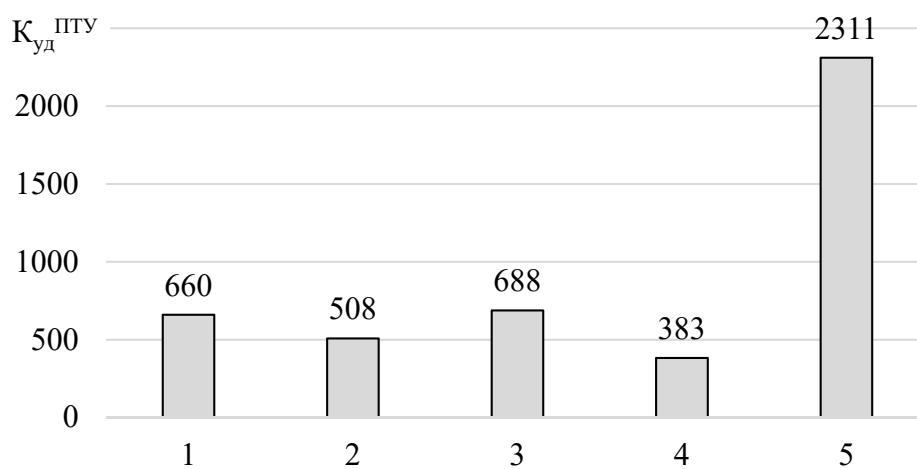


Рисунок 4.5 – Удельные капиталовложения в ПТУ по вариантам:

1 – с многоступенчатой ПТУ; 2 – с одноступенчатой ПТУ с трехвенечной ступенью скорости; 3 – с паровинтовой машиной; 4 – мультиблочная с одной ПТУ; 5 – с фреоновой ПТУ

Наибольшие удельные капиталовложения (2311 \$/кВт) необходимы для реализации паросиловой надстройки на основе фреоновой турбины, а наименьшие (383 \$/кВт) – для надстройки на базе мощной многоступенчатой паровой турбины для мультиблочной станции.



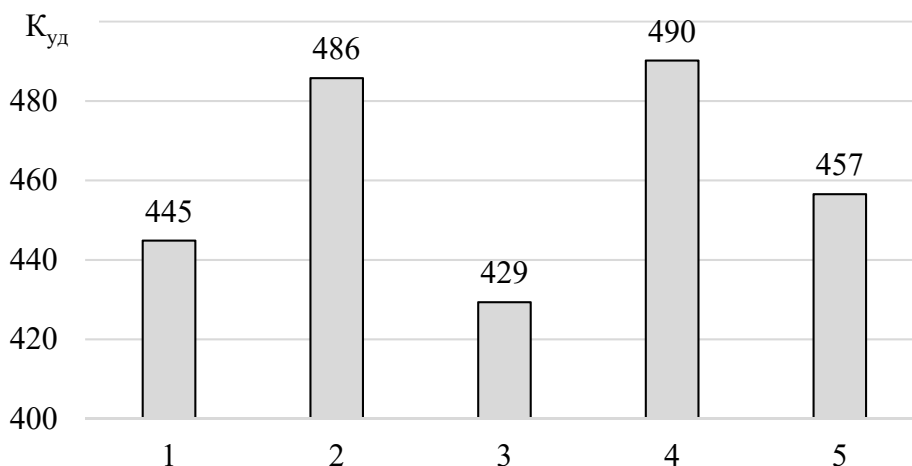


Рисунок 4.6 – Удельные капиталовложения в комбинированную ТЭС по вариантам: 1 – с многоступенчатой ПТУ; 2 – с одноступенчатой ПТУ с трехвечной ступенью скорости; 3 – с паровинтовой машиной; 4 – мультиблочная с одной ПТУ; 5 – с фреоновой ПТУ

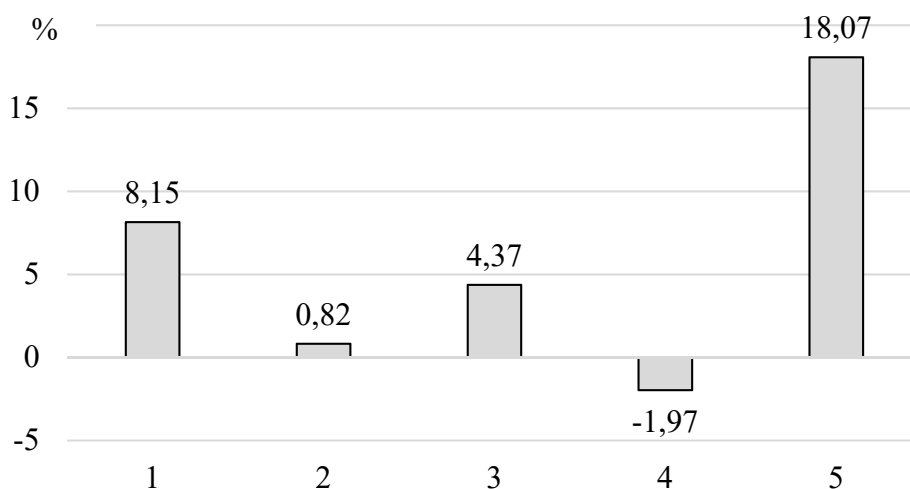


Рисунок 4.7 – Изменение удельных капиталовложений в ТЭС по вариантам: 1 – с многоступенчатой ПТУ; 2 – с одноступенчатой ПТУ с трехвечной ступенью скорости; 3 – с паровинтовой машиной; 4 – мультиблочная с одной ПТУ; 5 – с фреоновой ПТУ

Можно видеть, что внедрение паросиловой надстройки различным образом влияет на удельную стоимость ТЭС. Наибольшее удорожание в размере 18% можно наблюдать для варианта с фреоновой паротурбинной установкой. В

случае варианта с одноступенчатой турбиной с трехвенечной ступенью скорости влияние на удельную стоимость практически не наблюдается (0,82 %). Снижение удельной стоимости в размере 1,97 % наблюдается для мультиблочной ТЭС, что можно связать со значительно более низкими удельными капиталовложениями в паросиловую надстройку, чем в довольно дорогую ГПУ.

#### 4.5 Оценка эксплуатационной части затрат на установки

Затраты на эксплуатационный и ремонтный персонал, \$/год:

$$\theta_{\text{зп}} = k_{\text{шт}} \cdot N_y \cdot \Phi ; \quad (4.23)$$

где  $k_{\text{шт}}$  - штатный коэффициент ( $k_{\text{шт}} = 0,96$  чел/МВт для ГРЭС и  $k_{\text{шт}} = 1,17$  чел/МВт для ТЭЦ);

$N_y$  - установленная мощность энергоблока, МВт;

$\Phi$  – фонд оплаты труда одного работника (средняя оплата труда на территории установки энергообъекта), \$/год.

Затраты в экологическую инфраструктуру (на ее восстановление и развитие в ареале функционирования ТЭС):

$$Y_{\text{э}} = \left( \frac{h_{\text{ТР}}}{h_{\text{ТР}}^0} \right)^{-1,15} \cdot \left( \frac{\tau_N}{\tau_N^0} \right)^{0,2} \cdot \sum_{j=1}^5 \left[ M_j (1 - \eta_j) \lambda_j \tau_N k_{\text{Г}} \right] \quad (4.24)$$

где  $\tau_N$  – число часов использования установленной мощности;

$\tau_N^0$  – базовое число часов использования установленной мощности ( $\tau_N^0 = 6000$  ч);

$h_{\text{ТР}}^0 = 100$  м - базовое значение высоты дымовой трубы;

$M_j$  – количество генерируемых вредных веществ;

$\eta_j$  - КПД систем очистки;

$\lambda_j$  - удельные затраты;

$k_{\text{Г}}$  – коэффициент готовности;

Таблица 4.21 – Базовые параметры

| Наименование       | Обозначение параметра | Удельные затраты |                 |
|--------------------|-----------------------|------------------|-----------------|
|                    |                       | Обозначение      | Значение, \$/кг |
| Окислы азота, кг/ч | $M_1$                 | $\lambda_1$      | 18              |
| Дымовые газы, кг/ч | $M_4$                 | $\lambda_4$      | 0,002           |

Затраты на топливо, \$/год:

$$BЦ_T = BЦ_T \tau_N, \quad (4.25)$$

где  $B$ , м<sup>3</sup>/час - расход топлива;

$Ц_T = 67,4$  \$/тыс.м<sup>3</sup> – цена Уренгойского газа за тыс.м<sup>3</sup> по состоянию на 2021 год;

$\tau_N = 6000$  ч - число часов использования установленной мощности;

Результаты оценки затрат сведены в Таблицу 4.22.

Таблица 4.22 – Ежегодные затраты по вариантам

| Наименование                 | Размерность  | Тип комбинированной энергоустановки |  |                        |                                    |                 |
|------------------------------|--------------|-------------------------------------|--|------------------------|------------------------------------|-----------------|
|                              |              | С многоступенчатой ПТУ              | С одноступенчатой ПТУ с трехвечной ступенью скорости | С паровинтовой машиной | Мультиблочная с одной ПТУ Т-30/2,9 | С фреоновой ПТУ |
| Заработная плата             | \$/год       | 27039                               | 9620   | 25019                  | 2456362                            | 30766           |
|                              | тыс. руб/год | 2028                                | 722  | 1876                   | 184227                             | 2307            |
| Экологическая инфраструктура | \$/год       | 6260                                | 2489   | 6260                   | 447660                             | 8991            |
|                              | тыс. руб/год | 470                                 | 187  | 470                    | 33575                              | 674             |
| Затраты на топливо           | \$/год       | 301234                              | 110945   | 301234                 | 25647105                           | 418415          |
|                              | тыс. руб/год | 22593                               | 8321   | 22593                  | 1923533                            | 31381           |

Размер ежегодных затрат напрямую зависит от мощности станции, с ростом которой естественным образом возрастают расходы топлива и необходимый штат персонала.

## 4.6 Оценка себестоимости и эффективности инвестиций в установки

### 4.6.1 Расчет себестоимости электроэнергии

Издержки на топливо на отпущенную электроэнергию, руб:

$$I_T^{\text{э}} = V^{\text{э}} \cdot \text{Ц}_T; \quad (4.25)$$

где  $V^{\text{э}}$  - годовой объемный расход топлива (с учетом  $\rho = 0,75 \text{ кг/м}^3$ ).

Издержки на амортизацию, руб:

$$I_{\text{АМ}} = \frac{\alpha_{\text{ам}}}{100} K^{\Sigma}; \quad (4.26)$$

где  $\alpha_{\text{ам}} = 4\%$  - амортизационные отчисления.

Издержки на заработную плату по принимаем по предыдущим расчетам.

Ремонтные издержки, руб:

$$I_{\text{РЕМ}} = \frac{\alpha_{\text{рем}}}{100} K^{\Sigma}, \quad (4.27)$$

где  $\alpha_{\text{рем}} = 4\%$  - ремонтные отчисления.

Прочие издержки, руб:

$$I_{\text{ПРОЧ}} = 0,08 \cdot (I_{\text{АМ}} + I_{\text{РЕМ}} + \theta_{\text{ЗП}}). \quad (4.28)$$

Постоянные издержки, руб:

$$I_{\text{ПОСТ}} = I_{\text{АМ}} + \theta_{\text{ЗП}} + I_{\text{РЕМ}} + I_{\text{ПРОЧ}}. \quad (4.29)$$

Себестоимость электроэнергии, руб/кВт·ч:

$$S^{\text{ээ}} = \frac{(I_T^{\text{э}} + I_{\text{ПОСТ}})}{\text{Э}_{\text{ош}}}. \quad (4.30)$$

Чистый дисконтированный доход (ЧДД), руб:

$$\text{ЧДД} = \sum_1^T \frac{CF_t}{(1+i)^t} - K^\Sigma, \quad (4.31)$$

где  $CF_t$  – поток платежей, руб;

$K^\Sigma$  – суммарные капиталовложения, руб;

$i$  – ставка дисконтирования.

Результаты расчетов себестоимости электроэнергии по вариантам сведены в Таблицу 4.23 и отражены на Рисунке 4.8.

Таблица 4.23 – Оценка себестоимости электроэнергии по вариантам

| Наименование               | Размерность  | Тип комбинированной энергоустановки |  |                        |                                    |                 |
|----------------------------|--------------|-------------------------------------|--|------------------------|------------------------------------|-----------------|
|                            |              | С многоступенчатой ПТУ              | С одноступенчатой ПТУ с трехвенечной ступенью скорости | С паровинтовой машиной | Мультиблочная с одной ПТУ Т-30/2,9 | С фреоновой ПТУ |
| И <sub>т<sup>э</sup></sub> | тыс. руб/год | 22593                               | 8321   | 22593                  | 1923533                            | 31381           |
| И <sub>аморт</sub>         | тыс. руб/год | 4697                                | 1825   | 4194                   | 470095                             | 5482            |
| И <sub>рем</sub>           | тыс. руб/год | 4697                                | 1825   | 4194                   | 470095                             | 5482            |
| И <sub>проч</sub>          | тыс. руб/год | 914                                 | 350  | 821                    | 89953                              | 1062            |
| И <sub>пост</sub>          | тыс. руб/год | 12335                               | 4720   | 11085                  | 1214370                            | 14332           |
| s <sup>ээ</sup>            | руб/кВт·ч    | 1,67                                | 1,75   | 1,74                   | 1,65                               | 1,92            |

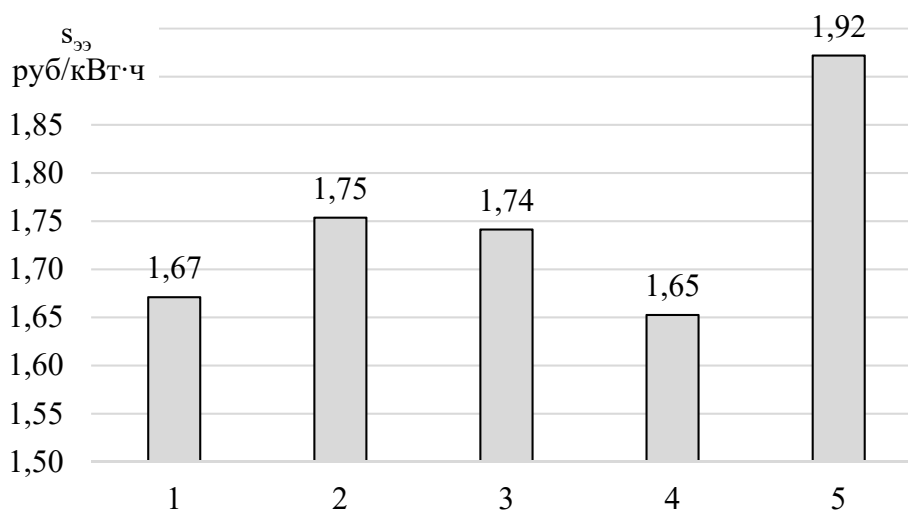


Рисунок 4.8 – Себестоимость электроэнергии по вариантам:

1 – с многоступенчатой ПТУ; 2 – с одноступенчатой ПТУ с трехвечной ступенью скорости; 3 – с паровинтовой машиной; 4 – мультиблочная с одной ПТУ; 5 – с фреоновой ПТУ

По результатам расчетов можно видеть, что наименьшая себестоимость электроэнергии (1,65 руб/кВт·ч) у мультиблочной ТЭС. Это можно объяснить значительно более высокой эффективностью использования топлива. Наибольшая себестоимость электроэнергии (1,92 руб/кВт·ч) у комбинированной ТЭС с фреоновой ПТУ.

#### 4.6.2 Оценка эффективности инвестиций

Эффективность инвестиций оценена по дисконтированному сроку окупаемости, Рисунок 4.9. При этом принимается, что строительство электростанции происходит в первый год, а ее функционирование начинается со второго года, а ставка дисконтирования принята в размере 15%.

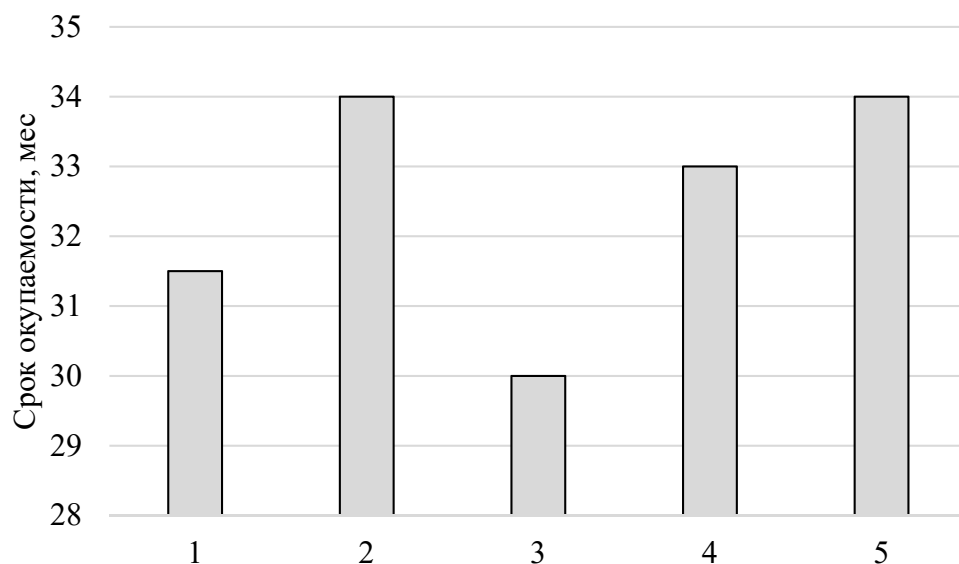


Рисунок 4.9 – Дисконтированный срок окупаемости комбинированных энергоустановок: 1 – с многоступенчатой ПТУ; 2 – с одноступенчатой ПТУ с трехвечной ступенью скорости; 3 – с паровинтовой машиной; 4 – мультиблочная с одной ПТУ; 5 – с фреоновой ПТУ

Построены графики дисконтированных денежных потоков для комбинированных энергоустановок (Рисунки 4.10, 4.11).

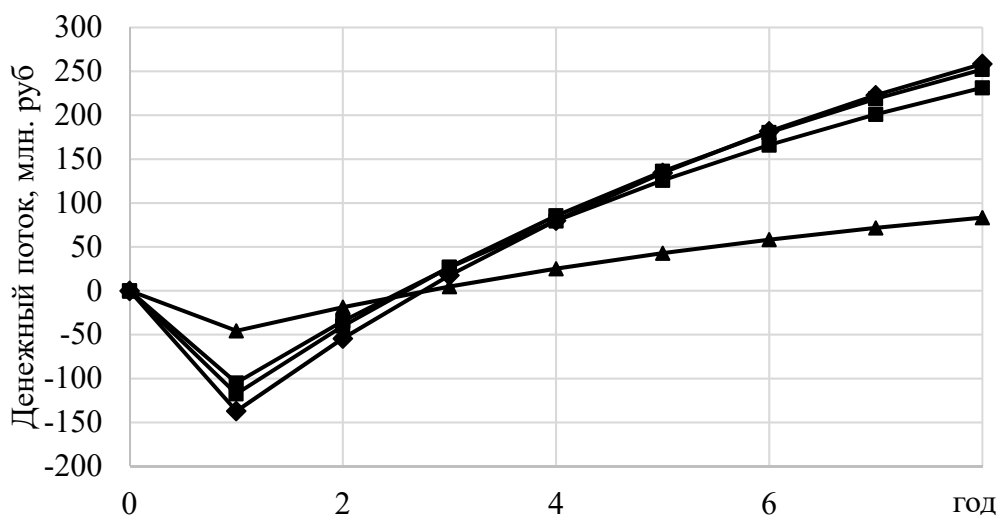


Рисунок 4.10 – Дисконтированные денежные потоки для комбинированных энергоустановок на базе циклов Отто и Ренкина:

- – лопаточная турбина; ▲ - трехвечная одноступенчатая турбина;
- - паровинтовая машина; ◆ - фреоновая турбина.

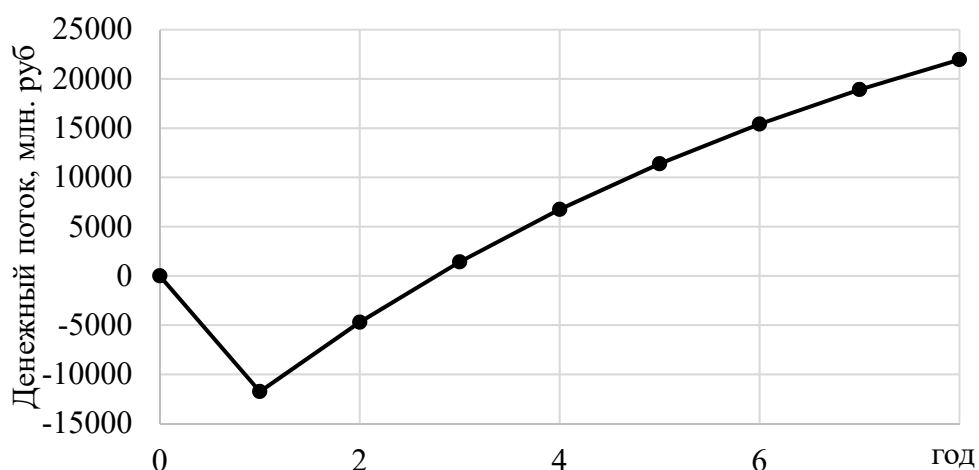


Рисунок 4.11 – Дисконтированный денежный поток для мультиблочной ТЭС на базе циклов Отто и Ренкина

Можно видеть, что на окупаемость все предлагаемые варианты энергоустановок выходят в течение первых двух лет функционирования или в течение трех лет с начала строительства.

### Выводы по четвертой главе

1. Удельные расходы условного топлива на отпускаемую электроэнергию составили от 231 г у т/кВт·ч до 304 г у т/кВт·ч в зависимости от варианта установки. Наилучший показатель у мультиблочной комбинированной ТЭС, наихудший – у комбинированной установки на низкокипящем рабочем теле. При этом наилучший эффект по снижению расхода топлива достигается при внедрении паросиловой надстройки на базе одноступенчатой ПТУ с трехвенечной ступенью скорости и составил 45,9 г у т/кВт·ч.

2. Капиталовложения в энергоустановки составили от 45,6 млн. руб. для варианта с одноступенчатой ПТУ с трехвенечной ступенью скорости до 156,7 млн. руб. для мультиблочного решения с одной ПТУ. Удельные капиталовложения составили от 32,3 тыс. руб/кВт до 36,8 тыс. руб/кВт. Удельная стоимость отдельной паросиловой надстройки составила от 28,7 тыс. руб/кВт для



мультиблочной комбинированной ТЭС до 173,3 тыс. руб/кВт для комбинированной установки с фреоновой ПТУ. При этом снижение удельных капиталовложений при внедрении паросиловой надстройки наблюдается только для варианта мультиблочной ТЭС и составило 1,97 %.

3. Себестоимость электроэнергии составила от 1,65 руб/кВт до 1,92 руб/кВт в зависимости от варианта установки. Наилучший показатель у мультиблочной комбинированной ТЭС, наихудший – у комбинированной установки на низкокипящем рабочем теле.

4. Окупаемость установок оценена в размере от 30 до 34 месяцев. Наилучший результат принадлежит варианту комбинированной ТЭС с паровинтовой машиной, наихудший – вариантам с одноступенчатой ПТУ с трехвечной ступенью скорости и с фреоновой турбиной.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработана методика определения предельных значений эффективности энергетических установок на основе сочетания циклов Отто и Ренкина на основе уравнений энергетических балансов. Показано, что предельная теоретическая эффективность подобных комбинированных установок находится на уровне 64 %, что сравнимо с показателями перспективных ПГУ на основе поколения газовых турбин с пароохлаждаемыми лопатками.

2. Показано, что среди широко распространённых ГПУ наилучший теоретический КПД  $\eta_t = 62...66\%$  обеспечивается при температуре выхлопа 400-500 °С, что позволяет обеспечить высокие параметры пара в цикле Ренкина при реализации комбинированной установки.

3. Разработана методика расчета котла-утилизатора на основе нормативного метода. При этом показано, что при реализации моноблока комбинированной установки на базе ГПУ Jenbacher JMS 620 GS котел-утилизатор может обеспечить до 2 т/ч пара с параметрами 40 бар и 400 °С. Габаритные размеры котла-утилизатора в этом случае составляют 9,2 x 4,2 x 8,9 м, что позволяет применять его в блочно-модульном варианте компоновки.

4. Показано, что при реализации схемы установки на основе ГПУ и многоступенчатой паровой турбины лопаточного типа при снижении нагрузки на ГПУ с одновременным снижением температуры выхлопных газов происходит снижение температуры пара с 400 °С до 250 °С с одновременным снижением внутреннего относительного КПД турбины с 84 % до 80,8 % и потерей ее мощности на 38 %.

5. Разработана укрупненная методика расчета паровой турбины лопаточного типа для работы в составе комбинированной установки. При исполнении турбины в одну трехвенечную ступень ее внутренний относительный КПД снижается в 1,25 раз по сравнению с многоступенчатой турбиной сопоставимой мощности.

6. Разработаны пять вариантов комбинированных энергоустановок на базе газопоршневых установок и паросиловых надстроек суммарной мощностью от 1252 кВт для варианта с одноступенчатой турбиной с трехвенечной ступенью скорости до 319697 кВт для мультиблочной станции на базе шестнадцати ГПУ Wärtsilä 50SG суммарной мощностью 292,8 МВт и паровой турбины Т-30/2,9 производства ОАО «Силловые машины», работающей на пониженных параметрах пара.

7. Определены конструктивные размеры турбин: 1880 x 600 x 800 мм для многоступенчатой ПТУ; 1100 x 800 x 1000 мм для одноступенчатой ПТУ с трехвенечной ступенью скорости; 2420 x 1300 x 1440 мм для паровинтовой машины. Полученные габариты являются сравнительно небольшими для паровых машин и позволяют реализовать паросиловую надстройку в блочно-модульной компоновке.

8. Определено, как влияет на эффективность внедрение каждого из вариантов установки. Максимальная прибавка КПД в размере 7,3 % была обеспечена паросиловой установкой на базе одноступенчатой паровой турбины с трехвенечной ступенью скорости, наименьший эффект (1,5 %) был получен от внедрения паросиловой надстройки на базе органического цикла Ренкина с фреоном R600 в качестве рабочего тела.

9. Удельные расходы условного топлива на отпускаемую электроэнергию составили от 231 г у т/кВт·ч до 304 г у т/кВт·ч в зависимости от варианта установки. Наилучший показатель у мультиблочной комбинированной ТЭС, наихудший – у комбинированной установки на низкокипящем рабочем теле. При этом наилучший эффект по снижению расхода топлива достигается при внедрении паросиловой надстройки на базе одноступенчатой ПТУ с трехвенечной ступенью скорости и составил 45,9 г у т/кВт·ч.

10. Капиталовложения в энергоустановки составили от 45,6 млн. руб. для варианта с одноступенчатой ПТУ с трехвенечной ступенью скорости до 156,7 млн. руб. для мультиблочного решения с одной ПТУ. Удельные капиталовложения составили от 32,3 тыс. руб/кВт до 36,8 тыс. руб/кВт. Удельная сто-

имость отдельной паросиловой надстройки составила от 28,7 тыс. руб/кВт для мультимодульной комбинированной ТЭС до 173,3 тыс. руб/кВт для комбинированной установки с фреоновой ПТУ. При этом снижение удельных капиталовложений при внедрении паросиловой надстройки наблюдается только для варианта мультимодульной ТЭС и составило 1,97 %.

11. Себестоимость электроэнергии составила от 1,65 руб/кВт до 1,92 руб/кВт в зависимости от варианта установки. Наилучший показатель у мультимодульной комбинированной ТЭС, наихудший – у комбинированной установки на низкокипящем рабочем теле.

12. Окупаемость установок оценена в размере от 30 до 34 месяцев. Наилучший результат принадлежит варианту комбинированной ТЭС с паровинтовой машиной, наихудший – вариантам с одноступенчатой ПТУ с трехвальной ступенью скорости и с фреоновой турбиной.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Антипов, А. И. История теплоэнергетики : учебное пособие по дисциплине «История теплоэнергетики» для бакалавров направления 140100 Теплоэнергетика и теплотехника очной формы обучения / А. И. Антипов, Р. И. Вахитова // Альметьевский государственный нефтяной институт. – Альметьевск : Альметьевский государственный нефтяной институт государственный нефтяной институт , 2012. – 60 с.
2. Stone, R. Introduction to internal combustion engines. – London : Macmillan, 1999. – Т. 3.
3. Heywoode, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. – New York : McGraw Hill – 1998.
4. Грабовский, А. А. Анализ существующих и перспективных технических решений по двигателям внутреннего сгорания / А. А. Грабовский, А. А. Семенов, А. В. Швецов // Вестник Пензенского государственного университета. – 2015. – № 4(12). – С. 158-168.
5. Van Basshuysen, R., Schäfer, F. Internal combustion engine handbook-basics, components, systems and perspectives. – 2004. – Т. 345.
6. Mrakin, A. N. Power plant on the basis of internal combustion engine with gas dropping in the technological furnace of oil refining plant // Journal of Physics: Conference Series. – IOP Publishing, 2020. – Т. 1441. – №. 1. – С. 012025. doi:10.1088/1742-6596/1441/1/012025
7. Badami, M. Performance of an innovative 120 kWe natural gas cogeneration system / M. Badami // Energy. – 2007. – Т. 32. – №. 5. – С. 823-833.
8. Обухов, С.Г. Системы генерирования электрической энергии с использованием возобновляемых энергоресурсов: учебное пособие / С.Г. Обухов. - Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2008. – 140 с.
9. Мясоедов, Ю. В. Распределенная генерация. Перспективы и особенности / Ю. В. Мясоедов, А. В. Федотов, Г. Е. Музыченко // Энергетика: управление, качество и эффективность использования энергоресурсов : Сбор-

- ник трудов IX Международной научно-технической конференции, Благовещенск, 11–12 марта 2019 года. – Благовещенск: Амурский государственный университет, 2019. – С. 131-136.
10. Фролова, М. В. Перспективы развития распределенной генерации в Российской Федерации / М. В. Фролова // Природные и интеллектуальные ресурсы Сибири. Сибресурс 2018 : Материалы XVII Международной научно-практической конференции, Кемерово, 22–23 ноября 2018 года / Ответственный редактор А.А. Хорешок. – Кемерово: Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева, 2018. – С. 714.1-714.6.
  11. Fleten, S. E. Optimal investment strategies in decentralized renewable power generation under uncertainty / S. E. Fleten, K. M. Maribu, I. Wangensteen // *Energy*. – 2007. – Т. 32. – №. 5. – С. 803-815. doi: 10.1016/j.energy.2006.04.015
  12. Морева, Ю. А. Развитие распределённой генерации в мире и в России / Ю. А. Морева, М. М. Суровцов, Е. А. Панова // *Сантехника, Отопление, Кондиционирование*. – 2020. – №. 5. – С. 42-53.
  13. Илюшин, П.В. Автоматика управления нормальными и аварийными режимами энергорайонов с распределенной генерацией: монография / П.В. Илюшин, А.Л. Куликов. – Н. Новгород: НИУ РАНХиГС, 2019. – 364 с.
  14. Fraser, P. Distributed generation and liberalised electricity markets / P. Fraser // *Oil, Gas & Energy Law*. – 2003. – Т. 1. – №. 3.
  15. Дейнека, В. Д. Виды газопоршневых электростанций и установок для автономного энергоснабжения. Принцип работы и тенденции в использовании / В. Д. Дейнека // *Инновационная наука*. – 2021. – № 1. – С. 22-24.
  16. Марченко, А. И. Разработка и исследование автоматики опережающего сбалансированного деления в электрических сетях с малой генерацией : дис. ... канд. техн. наук : 05.14.02 / А. И. Марченко ; науч. рук. А. Г. Фишов ; Новосиб. гос. техн. ун-т. - Новосибирск, 2020. - 184 с.

17. Сайданов, В. О. Критерии качества систем энергоснабжения на основе автоматизированных электростанций с двигателями внутреннего сгорания / В. О. Сайданов, А. Б. Михайлин, Ж. Ж. Лафу // Военный инженер. – 2019. – №. 4 (14). – С. 12-25.
18. Разуваев, А. В. Повышение эффективности работы газопоршневых электростанций в условиях резкопеременных нагрузок электроэнергетической системы / А. В. Разуваев, Д. А. Костин, И. О. Кудашева, М. С. Губатенко // Вестник Кыргызско-Российского Славянского университета. – 2020. – Т. 20. – № 8. – С. 26-29.
19. Горн Е. В., Разработка методических основ проектирования угледобывающих производств с когенерационными технологиями : дис. ... канд. техн. наук : 25.00.21 / Е. В. Горн ; науч. рук. В. В. Агафонов ; Нац. иссл. технологич. ун-т. «МИСиС». – Москва, 2020. – 189 л.
20. Жирова, А. В. Газопоршневые установки / А. В. Жирова // Аллея науки. – 2018. – Т. 2. – № 6(22). – С. 893-896.
21. Themelis, N. J. Methane generation in landfills / N. J. Themelis, P. A. Ulloa // Renewable energy. – 2007. – Т. 32. – №. 7. – С. 1243-1257.
22. Красненок, И. С. Перспективы использования когенерационных установок / И. С. Красненок, А. В. Бастрон // Научно-образовательный потенциал молодежи в решении актуальных проблем XXI века. – 2016. – № 5. – С. 188-192.
23. Белов, А. В. Использование когенерационных установок в жилищно-коммунальном хозяйстве / А. В. Белов // Вестник Челябинской государственной агроинженерной академии. – 2013. – Т. 64. – С. 5-10.
24. Шароглазов, Б. А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов: учебник / Б. А. Шароглазов, М. Ф. Фарафонов, В. В. Клементьев. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2005, с. 73.
25. Гаврилов, А. М. Влияние охлаждения наддувочного и дополнительного воздуха на технико-экономические показатели дизельного двигателя :

- 05.04.02 : дис. ... канд. техн. наук / А. М. Гаврилов; науч. рук. Д. Н. Самойлов ; Каз. гос. техн. ун-т. – Казань, 2008. – 177 с.
26. Илюшин, П. В. Требования к маневренности газотурбинных и газопоршневых генерирующих установок / П. В. Илюшин, С. П. Филиппов, Н. Л. Новиков // Методические вопросы исследования надежности больших систем энергетики : в 2-х книгах, Ташкент, 23–27 сентября 2019 года / Ответственный редактор Воропай Н.И.. – Ташкент: Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева Сибирского отделения Российской академии наук, 2019. – С. 343-352
27. Куянов, Ю. Ф. Перспективные газопоршневые с внутренним смесеобразованием среднеоборотные комбинированные ДВС / Ю. Ф. Куянов // Техника и технологии, политика и экономика: проблемы и перспективы : Материалы III Международной научно-практической конференции, Коломна, 30 апреля 2016 года. – Коломна: Коломенский институт (филиал) Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования "Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)", 2016. – С. 48-55.
28. Карпова, Т. В. Автоматизация процессов управления двигателем внутреннего сгорания / Т. В. Карпова, М. Г. Иойнис // Энергетика: управление, качество и эффективность использования энергоресурсов : Сборник трудов IX Международной научно-технической конференции, Благовещенск, 11–12 марта 2019 года. – Благовещенск: Амурский государственный университет, 2019. – С. 484-486.
29. Клименко, А. Г. Контроль параметров процесса наполнения газопоршневого двигателя методом малых отклонений / А. Г. Клименко // Системы контроля окружающей среды. – 2020. – № 3(41). – С. 49-55. doi:10.33075/2220-5861-2020-3-49-55
30. Бахмутов, С. В. Повышение эффективности двигателей внутреннего сгорания путем добавления водородсодержащего синтез-газа к моторному



- топливу / С. В. Бахмутов, А. С. Теренченко, А. В. Козлов // Актуальные вопросы машиноведения. – 2019. – Т. 8. – С. 162-166.
31. Короткова, Ю. С. Анализ воздействия на окружающую среду процесса строительных работ при сооружении газопоршневых электростанций на территории нефтегазовых месторождений / Ю. С. Короткова, П. В. Солдатов // Актуальные проблемы научного знания. Новые технологии ТЭК-2018 : Материалы II Международной научно-практической конференции, Тюмень, 20-21 апреля 2018 года / Ответственный редактор М.В. Баделина. – Тюмень: Тюменский индустриальный университет, 2018. – С. 42-47.
32. Каминский, В. Н. Конструкция систем нейтрализации для больших двигателей / В. Н. Каминский, Р. В. Каминский, А. В. Лоик, А. Ю. Титченко // Научноград наука производство общество. – 2018. – № 3-4(17-18). – С. 30-35.
33. Селищев, А. А. Сравнение эффективности ГТУ и ГПУ в составе блока когенерации / А. А. Селищев // XII Международный молодежный форум "Образование. Наука. Производство" : Материалы форума, Белгород, 01-20 октября 2020 года. – Белгород: Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, 2020. – С. 2179-2185.
34. Харитонов, Д. А. Разработка методики выбора и рационального использования когенерационных систем в качестве источника электроэнергии на предприятии по технико-экономическим критериям : 05.09.03 : дис. ... канд. техн. наук / Д. А. Харитонов; науч. рук. Ю. В. Матюнина ; Мос. эн. инст. – Москва, 2007. – 160 с.
35. Onovwiona, H. I. Residential cogeneration systems: review of the current technology / H. I. Onovwiona, V. I. Ugursal // Renewable and sustainable energy reviews. – 2006. – Т. 10. – №. 5. – С. 389-431.
36. Onovwiona, H. I. Modeling of internal combustion engine based cogeneration systems for residential applications / H. I. Onovwiona, V. I. Ugursal, A. S. Fung // Applied thermal engineering. – 2007. – Т. 27. – №. 5-6. – С. 848-861.

37. Aliabadi, A. A. Efficiency analysis of natural gas residential micro-cogeneration systems / A. A. Aliabadi, M. J. Thomson, J. S. Wallace // *Energy & fuels*. – 2010. – T. 24. – №. 3. – C. 1704-1710.
38. Angrisani, G. Distributed microtrigeneration systems / G. Angrisani, C. Roselli, M. Sasso // *Progress in Energy and Combustion Science*. – 2012. – T. 38. – №. 4. – C. 502-521.
39. Canova, A. Comparative economical analysis of a small scale trigenerative plant: a case study / A. Canova, C. Cavallero, F. Freschi, L. Giaccone, M. Repetto, M. Tartaglia // *2007 IEEE Industry Applications Annual Meeting*. – IEEE, 2007. – C. 1456-1459.
40. Sicre, B. Energy and cost assessment of Micro-CHP plants in high performance residential buildings / B. Sicre, A. Buhring, B. Platzer, K. H. Hoffmann // *Proceedings of the ECOS*. – 2005.
41. Knight, I. Residential cogeneration systems: a review of the current technologies / I. Knight, I. Ugursal, I. Beausoleil-Morrison // *IEA/ECBCS Annex*. – 2005. – T. 42. – C. 92.
42. Caresana, F. Energy and economic analysis of an ICE-based variable speed-operated micro-cogenerator / E. Caresana, C. Brandoni, P. Feliciotti, C. Bartolini // *Applied Energy*. – 2011. – T. 88. – №. 3. – C. 659-671.
43. Gluesenkamp, K. High efficiency micro trigeneration systems / K. Gluesenkamp, Y. Hwang, R. Radermacher // *Applied thermal engineering*. – 2013. – T. 50. – №. 2. – C. 1480-1486.
44. Chamra, L. M. Micro-CHP (Cooling, Heating, and Power): Not just scaled down CHP / L. M. Chamra, P. J. Mago, N. Stone, J. Oliver // *ASME Power Conference*. – 2006. – T. 42053. – C. 597-605.
45. Barbieri, E. S. Analysis of innovative micro-CHP systems to meet household energy demands / E. S. Barbieri, P. R. Spina, M. Venturini // *Applied Energy*. – 2012. – T. 97. – C. 723-733. doi:10.1016/j.apenergy.2011.11.081

46. De Paepe, M. Micro-CHP systems for residential applications / M. De Paepe, P. D'Herdt, D. Mertens // *Energy conversion and management*. – 2006. – Т. 47. – №. 18-19. – С. 3435-3446. doi:10.1016/j.enconman.2005.12.024
47. Kong, X. Q. Experimental investigation of a micro-combined cooling, heating and power system driven by a gas engine / X. Q. Kong, R. Z. Wang, J. Y. Wu, X. H. Huang, Y. Huangfu, D. W. Wu, Y. X. Xu // *International journal of refrigeration*. – 2005. – Т. 28. – №. 7. – С. 977-987. doi:10.1016/j.ijrefrig.2005.04.006
48. Silveira, J. L. A case study of compact cogeneration using various fuels / J. L. Silveira, A. C. Walter, C. A. Luengo // *Fuel*. – 1997. – Т. 76. – №. 5. – С. 447-451. doi:10.1016/s0016-2361(97)85522-6
49. Filippov, S. P. Small-capacity power engineering in Russia / S. P. Filippov // *Thermal engineering*. – 2009. – Т. 56. – №. 8. – С. 665-672. doi:10.1134/s0040601509080084
50. Комплексные исследования энергоблоков электростанций и энергоустановок : монография / П. А. Щинников, Г. В. Ноздренко, О. В. Боруш [и др.]. – Новосибирск : Новосибирский государственный технический университет, 2020. – 500 с. – (Монографии НГТУ). – ISBN 978-5-7782-4127-5.
51. Белобородов С. С. Многофакторный анализ и разработка высокоманевренной ТЭЦ для прохождения суточных графиков потребления электроэнергии ОЭС России : дис. ... канд. техн. наук : 05.14.01 / С. С. Белобородов ; науч. рук. А. А. Дудолин ; Нац. исслед. ун-т «МЭИ» – Москва, 2019. – 212 с.
52. Шароглазов, Б. А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов: учебник / Б. А. Шароглазов, М. Ф. Фарафонов, В. В. Клементьев. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2005, с. 98.
53. ГОСТ 34704-2020. Газ природный. Определение метанового числа: ПРИНЯТ Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол от 30 ноября 2020 г. N 135-П): дата введения

- 01.07.2021. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200177343> (дата обращения: 25.09.2021). – Текст: электронный.
54. Бородихин, И. В. Исследование эффективности и оптимизация параметров ТЭЦ в комбинированной системе теплоснабжения с ДВС : дис. ... канд. техн. наук : 05.14.01 : / И. В. Бородихин ; науч. рук. Г. В. Ноздренко ; Новосиб. гос. техн. ун-т. – Новосибирск, 2004. – 97 с.
55. Синельников, Д. С. Когенерационные возможности повышения эффективности карбюраторного бензогенератора / Д. С. Синельников, П. А. Щинников // Проблемы совершенствования топливно-энергетического комплекса : сб. науч. тр. Вып. 8. Совершенствование энергетических систем и теплоэнергетических комплексов: материалы 13 междунар. науч.-техн. конф., Саратов, 1-3 нояб. 2016 г. – Саратов, 2016. – С.351-356. – 100 экз. - ISBN 1682-9840.
56. Zulkifli, S. A. Starting of a free-piston linear engine-generator by mechanical resonance and rectangular current commutation / S. A. Zulkifli, M. N. Karsiti, A. R. A. Aziz // 2008 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference. – IEEE, 2008. – С. 1-7. doi:10.1109/vppc.2008.4677748
57. Mehta, A. V. Waste heat recovery using Stirling engine / A.V. Mehta, R. K. Gohil, J. P. Bavarva, B. J. Saradava // International Journal of Advanced Engineering Technology. – 2012. – Т. 3. – №. I. – С. 305-310.
58. Farret, F. A., Simoes M. G. Integration of alternative sources of energy. – John Wiley & Sons, 2006. doi:10.1002/0471755621.ch12
59. Zhang, X. An automotive thermoelectric–photovoltaic hybrid energy system using maximum power point tracking / X. Zhang, K. T. Chau // Energy Conversion and Management. – 2011. – Т. 52. – №. 1. – С. 641-647. doi:10.1016/j.enconman.2010.07.041
60. Vázquez, J. State of the art of thermoelectric generators based on heat recovered from the exhaust gases of automobiles / J. Vazquez, M. Sanz-Bobi, R. Palacios // Proc. 7th European workshop on thermoelectrics. – 2002. – №. 17.

61. Wang, Y. Theoretical analysis of a thermoelectric generator using exhaust gas of vehicles as heat source / Y. Wang, C. Dai, S. Wang // *Applied Energy*. – 2013. – Т. 112. – С. 1171-1180. doi:10.1016/j.apenergy.2013.01.018
62. Haidar, J. G. Waste heat recovery from the exhaust of low-power diesel engine using thermoelectric generators / J. G. Haidar, J. I. Ghojel // *Proceedings ICT2001. 20 International Conference on Thermoelectrics (Cat. No. 01TH8589)*. – IEEE, 2001. – С. 413-418. doi:10.1109/ict.2001.979919
63. Saqr, K. M. Thermal design of automobile exhaust based thermoelectric generators: Objectives and challenges / K. M. Saqr, M. K. Mansour, M. N. Musa // *International Journal of Automotive Technology*. – 2008. – Т. 9. – №. 2. – С. 155-160. doi:10.1007/s12239-008-0020-y
64. Chauhan V. Review of research in mechanical engineering on recovery of waste heat in internal combustion engine / V. Chauhan // *International Journal of Research in Engineering and Applied Sciences*. – 2012. – Т. 2. – №. 12. – С. 2249-3905.
65. Чеботарев, Д. А. Способы повышения экономичности и экологичности ДВС / Д. А. Чеботарев, И. В. Булько // *Студенческий вестник*. – 2021. – № 16-5(161). – С. 89-92.
66. Патент № 2379530 С1 Российская Федерация, МПК F02В 63/04, H02N 2/18. Способ генерирования электрической энергии в поршневом двигателе внутреннего сгорания и электрогенератор : № 2008141226/06 : заявл. 17.10.2008 : опубл. 20.01.2010 / Г. Г. Косарев.
67. Jadhao, J. S. Review on exhaust gas heat recovery for IC engine / J. S. Jadhao, D. Thombare // *International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT)*. – 2013. – Т. 2. – №. 12.
68. Лютак, И. И. Анализ эффективности термодинамических циклов на низкотемпературных рабочих телах / И. И. Лютак, В. К. Заморщиков // *Наука. Технологии. инновации : Сборник научных трудов: в 10 частях, Новосибирск, 04–08 декабря 2017 года*. – Новосибирск: Новосибирский государственный технический университет, 2017. – С. 232-234.

69. Combined Cycles: [Электронный ресурс] // Turboden. URL: <https://www.turboden.com/solutions/2603/combined-cycles>. (Дата обращения: 25 09 2021).
70. Луцко, В. А. Наддув поршневого двигателя внутреннего сгорания и механические потери / В. А. Луцко, В. Н. Никишин // Известия Самарского научного центра РАН. 2011. №4-3. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/nadduv-porshneвого-dvigatelya-vnutrennego-sgoraniya-i-mehaniicheskie-poteri> (Дата обращения: 26.09.2021).
71. Galanis, N. Electricity generation from low temperature sources / E. S. Galanis, P. Roy, E. S. Denis, M. Désilets // Journal of applied fluid mechanics. – 2009. – Т. 2. – №. 2. – С. 55-67.
72. Drescher, U., Brüggemann D. Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants / U. Drescher, D. Bruggemann // Applied thermal engineering. – 2007. – Т. 27. – №. 1. – С. 223-228.
73. Щинников, П. А. Новая технология на основе двигателя внутреннего сгорания и паровой турбины / П. А. Щинников, А. А. Ловцов, Н. В. Марасанов // Энерго-и ресурсосбережение в теплоэнергетике и социальной сфере: материалы Международной научно-технической конференции студентов, аспирантов, ученых. – Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет), 2016. – Т. 4. – №. 1. – С. 304-307.
74. Щинников, П. А. Комбинированная мини-ТЭС на базе газопоршневой установки и паровой турбины / П. А. Щинников, Н. В. Марасанов // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2016. – № 11-12. – С. 10-17.
75. Marasanov, N. V. Mini thermal power plant based on gas piston unit and steam turbine / N. V. Marasanov, P. A. Schinnikov // Science in Progress : тезисы всероссийской научно-практической конференции магистрантов и аспи-

- рантов, Новосибирск, 20 октября 2016 года. – Новосибирск: Новосибирский государственный технический университет, 2016. – Р. 133-134.
76. Марасанов, Н. В. Особенности исследования энергетической эффективности мини-ТЭС на базе газопоршневой установки и паровой турбины / Н. В. Марасанов, П. А. Щинников // Наука. Технологии. инновации : Сборник научных трудов в 9 частях, Новосибирск, 05-09 декабря 2016 года / Новосибирский государственный технический университет. – Новосибирск: Новосибирский государственный технический университет, 2016. – С. 261-263.
77. Марасанов, Н. В. Мини-ТЭС на базе газопоршневой установки и паровой турбины / Н. В. Марасанов, П. А. Щинников // Наука. Технологии. инновации : Сборник научных трудов в 9 частях, Новосибирск, 05–09 декабря 2016 года / Новосибирский государственный технический университет. – Новосибирск: Новосибирский государственный технический университет, 2016. – С. 263-265.
78. Перспективы применения паровых микротурбин в распределенной энергетике / Н. Н. Ефимов, С. В. Скубиенко, В. Н. Балтян [и др.] // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. – 2018. – № 1(197). – С. 37-44. – doi:10.17213/0321-2653-2018-1-37-44.
79. Моделирование рабочих процессов сверхкритической паровой микротурбины / В. В. Копица, В. М. Горбачев, И. М. Кихтев [и др.] // Кибернетика энергетических систем : Сборник материалов XXXIX сессии Всероссийского научного семинара по тематике "Электроснабжение", Новочеркасск, 17-18 октября 2017 года. – Новочеркасск: Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, 2018. – С. 345-348.
80. Йорданова, Е. Възможности за съоръжаване на втори контур на ядрени енергийни блокове с реактор ВВЕР-1200 / Е. Йорданова, И. Найденов // Международен енергиен форум 2019: сборник с доклади от международ-

- ната научно-практическа конференция. – София, 2019. – С. 74-83.  
doi:10.13140/RG.2.2.26055.04004
81. Gülen, S. C. Steam Turbine—Quo Vadis? / S. C. Gülen // *Frontiers in Energy Research*. – 2021. – Т. 8. – С. 384. doi:10.3389/fenrg.2020.612731
  82. Rotach, R. Efficiency of introducing a steam screw-rotor machine to the heating power plant circuit / R. Rotach, Y. Vankov, S. Ziganshin // *E3S Web of Conferences*. – EDP Sciences, 2019. – Т. 140. – С. 04004.
  83. Хуснуллина, В. Р. Энергоустановки на базе цикла Ренкина с органическим рабочим телом / В. Р. Хуснуллина, Н. С. Сеньюшкин // *Молодежный вестник Уфимского государственного авиационного технического университета*. – 2015. – № 1(13). – С. 117-122.
  84. 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(337). – С. 139-150.
  85. Модернизация предприятия очистки сточных вод за счет установки на основе органического цикла Ренкина / В. С. Шичкина, В. Ю. Шашкин, Д. В. Растворов, Ю. С. Усынин // *Энерго- и ресурсосбережение в теплоэнергетике и социальной сфере: материалы Международной научно-технической конференции студентов, аспирантов, ученых*. – 2019. – Т. 7. – № 1. – С. 225-226.
  86. Анализ применения низкипящих рабочих тел в цикле Ренкина в процессах транспортировки природного газа / В. А. Налетов, М. Б. Глебов, А. Ю. Налетов, Т. А. Щитова // *Advances in Science and Technology* : сборник статей XXXV международной научно-практической конференции, Москва, 15 марта 2021 года. – Москва: Общество с ограниченной ответственностью "Актуальность.РФ", 2021. – С. 63-67.
  87. Марасанов, Н. В. Повышение электрической эффективности энергоустановки при сочетании циклов Отто и Ренкина / Н. В. Марасанов // *Наука. Технологии. инновации : Сборник научных трудов: в 10 частях, Новоси-*



- бирск, 04–08 декабря 2017 года. – Новосибирск: Новосибирский государственный технический университет, 2017. – С. 235-238.
88. Малая и нетрадиционная генерация / С. Л. Елистратов, П. А. Щинников, Д. С. Синельников [и др.] // Комплексные исследования энергоблоков электростанций и энергоустановок : монография. – Новосибирск : Новосибирский государственный технический университет, 2020. – С. 385-442.
89. Марасанов, Н. В. Мини-ТЭС бинарного цикла на базе газопоршневой установки и паровой турбины / Н. В. Марасанов, П. А. Щинников // Энергетика, электромеханика и энергоэффективные технологии глазами молодежи : материалы IV российской молодежной научной школы-конференции: в 2 томах, Томск, 01–03 ноября 2016 года / Томский политехнический университет. – Томск: ООО «ЦРУ», 2016. – С. 123-126.
90. Щинников, П. А. Энергетическая эффективность газопоршневой установки с паротурбинным утилизационным контуром / П. А. Щинников, Н. В. Марасанов // Энергетика и теплотехника : сборник научных трудов. – Новосибирск : Новосибирский государственный технический университет, 2017. – С. 118-128.
91. Leff H. S. Thermodynamics of combined-cycle electric power plants / H. S. Leff // American Journal of Physics. – 2012. – Т. 80. – №. 6. – С. 515-518.
92. Щинников, П. А. Методические особенности исследования энергетической эффективности комбинированной мини-ТЭС на базе газопоршневой установки и паровой турбины / П. А. Щинников, Н. В. Марасанов // Теплофизика и аэромеханика. – 2017. – Т. 24. – № 4. – С. 651-654.
93. Щинников, П. А. Повышение эффективности мини-ТЭС на базе газопоршневой установки / П. А. Щинников, Н. В. Марасанов // Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности : Седьмая международная научно-техническая конференция, Ульяновск, 21-22 апреля 2017 года. – Ульяновск: Ульяновский государственный технический университет, 2017. – С. 160-162.

94. Ольховский, Г. Г. Перспективные газотурбинные и парогазовые установки для энергетики (обзор) / Г. Г. Ольховский // Теплоэнергетика. – 2013. – № 2. – С. 3. – doi:10.1134/S0040363613020069
95. Марасанов, Н. В. Оптимизация параметров энергетической установки на основе циклов Отто и Ренкин / Н. В. Марасанов // Семинар вузов по теплофизике и энергетике : Материалы Всероссийской научной конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 21-23 октября 2019 года. – Санкт-Петербург: Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого", 2019. – С. 238-239.
96. Теплоэнергетическое оборудование и энергоснабжение: Расчет установок для утилизации тепла дымовых газов промышленных печей: учеб.-метод. пособие / Т. Е. Герасименко. – Владикавказ: Северо-Кавказский горно-металлургический институт (государственный технологический университет). Изд-во «Терек», 2014. – 42 с.
97. Абрютин, А. А. Тепловой расчет котлов : (Нормативный метод) / А. А. Абрютин, Э. С. Карасина, Р. А. Петросян и др. – Изд. 3-е, перераб. и доп. – Санкт-Петербург : ВТИ : НПО ЦКТИ, 1998. – 261 с.
98. Щинников, П. А. Проектирование одноцилиндровой конденсационной турбины : учеб. пособие / П. А. Щинников – Новосибирск : Изд-во НГТУ, 2013 – 83 с.
99. Дейч, М. Е. Атлас профилей решеток осевых турбин / М. Е. Дейч, Г. А. Филиппов, Л. Я. Лазарев. – Москва: Машиностроение, 1965. – 96 с.
100. Jenbacher gas engines Technical Specification. JMS 620 GS-N.L. [Электронный ресурс] // ROLT Power Systems. URL: <https://www.roltpower.ru/upload/iblock/7a1/j620.pdf>. (Дата обращения: 8 ноябрь 2021).
101. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции: Учебник для теплоэнерг. спец. вузов. — М.-Л.: Энергия, 1967. — 400 с.

102. Учебник для студ. вузов, обуч. по спец. "Тепловые электрические станции" напр. "Теплоэнергетика", для системы подгот., переподг. и повыш. квалиф. персонала энергетич. компаний, для вузов, осущ. подгот. энергетиков / В. Д. Буров [и др. ]; под ред. В. М. Лавыгина, А. С. Седлова, С. В. Цанева. – 3-е изд., стереотип. – Москва: Издательский дом МЭИ, 2009. – 466 с.
103. Энергетический и эксергетический балансы паротурбинных энергоблоков : учеб.-метод. пособие / Г. В. Ноздренко, О. К. Григорьева. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2010. – 28 с.
104. Application of a steam screw-rotor turbine to improve the efficiency of a gas engine power plant [Electronic resource] / N. V. Marasanov, O. V. Borush, A. I. Mikhaylenko, P. A. Shchinnikov, Y. V. Ovchinnikov, F. A. Serant // 13 International forum on strategic technology (IFOST 2018) : proc., China, Harbin, 30 May – 1 June 2018. – Harbin : IEEE, 2018. – P. 729-730 – 1 flash card (CFP18786-USB). – Title with the label. – ISBN 978-1-5386-5073-8.
105. Митрофанов, В. А. Анализ эффективности использования ORC-модулей для утилизации сбросного тепла дизель-генераторных установок / В. А. Митрофанов, А. Н. Блинов // Надежность и безопасность энергетики. – 2015. – № 4(31). – С. 65-72.
106. Применение низкокипящих рабочих тел в схемах ПГУ / П. А. Щинников // Комплексные исследования энергоблоков электростанций и энергоустановок : монография. – Новосибирск : Новосибирский государственный технический университет, 2020. – С. 138-151.

## ПРИЛОЖЕНИЕ «А»

## АКТ ВНЕДРЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

«УТВЕРЖДАЮ»

Проректор по учебной работе НГТУ

доцент



С. С. Чернов

2022 г.

## АКТ

внедрения результатов научной работы в учебный процесс

Настоящий акт подтверждает, что результаты, полученные в диссертационной работе «Комбинированная тепловая электростанция на основе сочетания циклов Отто и Ренкина» лаборанта кафедры «Тепловые электрические станции» Марасанова Никиты Владимировича внедрены в учебный процесс Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Новосибирский государственный технический университет» (НГТУ).

Научные разработки и результаты исследований (методики и алгоритмы расчетов, результаты аналитических исследований) используются при подготовке практических занятий по дисциплине «Тепловые и атомные электрические станции» для бакалавров по направлению 13.03.01 - «Теплоэнергетика и теплотехника», а так же при подготовке аспирантов по направлению 13.06.01 – «Электро- и теплотехника»

Заведующий кафедрой ТЭС, д.т.н., профессор

П. А. Щинников

Ученый секретарь кафедры ТЭС, к.т.н., доцент

Ю. И. Шаров