

Министерство образования и науки Украины  
Одесский национальный политехнический университет

На правах рукописи

ТАРАХТИЙ Ольга Сергеевна



УДК 681.5:621.311.23(043.3/.5)

**СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ  
КОГЕНЕРАЦИОННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКОЙ,  
УЧИТЫВАЮЩАЯ ИЗМЕНЕНИЕ КАЧЕСТВА ТОПЛИВА**

Специальность 05.13.07 – Автоматизация процессов управления

Диссертация на соискание научной степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель  
Тодорцев Юрий Константинович,  
доктор технических наук,  
профессор

Одесса – 2015

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
РАЗДЕЛ 1 АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ КОГЕНЕРАЦИОННЫМИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ УСТАНОВКАМИ (КЭУ) .....	10
1.1. Технологии когенерации и технологические схемы когенерационных энергетических установок в энергетике .....	13
1.2. Сравнительный анализ схем регенерации тепла уходящих газов .....	28
1.3. Системы автоматического управления КЭУ .....	37
1.4. Постановка задачи диссертационного исследования .....	46
1.5. Выводы по первому разделу .....	47
РАЗДЕЛ 2 МОДЕЛИРОВАНИЕ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ КАК ОБЪЕКТА УПРАВЛЕНИЯ .....	49
2.1. Описание КЭУ как объекта управления .....	49
2.2. Математическое описание элементов КЭУ .....	53
2.2.1. Уравнения динамики для аккумуляторов тепловой энергии .....	53
2.2.2. Уравнения динамики для аккумуляторов механической энергии .....	62
2.2.3. Уравнения динамики для аккумуляторов материальной энергии .....	66
2.3. Анализ динамики когенерационной энергетической установки .....	69
2.4. Выводы по второму разделу .....	84
РАЗДЕЛ 3 СИНТЕЗ КОМПЛЕКСНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКОЙ .....	86
3.1. Требования, выдвигаемые к системам автоматического управления генерацией электрической и тепловой энергии .....	87
3.2. Математическая модель системы автоматического управления КЭУ ..	90
3.3. Анализ динамических характеристик КЭУ в условиях наличия внешних и внутренних возмущений .....	94

3.4. Коррекция системы автоматического управления КЭУ .....	98
3.5. Выводы по третьему разделу .....	103
РАЗДЕЛ 4 ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КЭУ В УСЛОВИЯХ ИЗМЕНЕНИЯ КАЧЕСТВА ТОПЛИВА .....	104
4.1 Влияние изменения низшей теплоты сгорания топлива на энергетические характеристики КЭУ .....	104
4.2 Влияние перераспределения потоков первичного и вторичного воздуха на температуру газов на выходе из камеры сгорания .....	108
ВЫВОДЫ.....	114
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	117
ПРИЛОЖЕНИЕ А .....	133

## ВВЕДЕНИЕ

*Актуальность темы.* Сложное экономическое состояние энергетической отрасли Украины, рост цен на ввозимые энергоресурсы, а также их ограниченность требуют более экономного и рационального их использования. Принимая во внимание то, что в Украине недостаточно собственных энергоресурсов, внедрение энергоэффективных технологий является вопросом первостепенной важности для нашей страны, так как от его решения зависит не только экономическая, но и политическая независимость государства [1].

Высокая цена на энергоресурсы, использование на предприятиях изношенного технологического оборудования и устаревших технологий многократно повышают энергоемкость продукции, что делает ее не конкурентоспособной. Кроме того, более 90 % оборудования тепловых электростанций исчерпало нормативный ресурс работы, а больше половины из него приблизилось к границе физического и морального износа [2–6].

Все это служит побудительным мотивом для разработки новых технологий, обеспечивающих повышение эффективности использования органического топлива. Одним из путей эффективного использования первичного топлива, является внедрение современных энергосберегающих когенерационных технологий, где коэффициент использования теплоты топлива достигает 85–92 % [7 – 9].

В последнее время широкое распространение получило использование стационарных газотурбинных установок (ГТУ) [10–16]. Такие установки могут быть составными частями когенерационных, тригенерационных и газопаровых энергоблоков, либо газоперекачивающих станций [17]. Как известно КПД стационарных ГТУ, работающих по циклу Брайтона невелик, и может составлять от 24 до 39 % [11,18,19]. Для увеличения КПД этих установок применяется утилизация теплоты уходящих газов в котлах-утилизаторах, для



выработки тепловой энергии и регенерация теплоты посредством газозводушных подогревателей, для подогрева воздуха после компрессора. Утилизация теплоты является технологией активного энергосбережения, которая состоит в повышении эффективности использования энергоресурсов, а не в прямом сокращении их использования [11,20,21].

Существенно повысить эффективность работы таких установок можно за счет использования в них в качестве топлива несертифицированных газов [22]: горючих газов искусственного происхождения и газов, являющихся побочным продуктом технологических производств. Это позволяет значительно снизить затраты на топливо, так как такие газы значительно дешевле природного или являются условно бесплатными, а также снизить энергоемкость выпускаемой продукции [23–27].

Таким образом, усовершенствование существующих, и создание новых газотурбинных установок путем введения либо увеличения использования регенерации теплоты уходящих газов, а также использование в них газов искусственного происхождения является актуальной задачей, решение которой позволит повысить эффективность работы такого рода установок [18,23–26,28,29]. Однако использование таких газов в качестве основного топлива усложняется тем, что низшая теплота сгорания этих газов может значительно изменяться и, таким образом вносить возмущения в режим работы энергетических установок.

Учитывая эти обстоятельства, существует необходимость в проведении исследований и решении научно-практической задачи разработки системы автоматического управления (САУ) когенерационной энергетической установкой, которая бы позволила использовать в подобных установках несертифицированные виды газообразного топлива, как способа повышения эффективности их работы.

*Связь работы с научными программами, планами, темами.* Диссертационная работа выполнена в ОНПУ в рамках государственной бюджетной

тематики Министерства образования и науки Украины (№ 0109U008450) по теме «Исследование динамических характеристик системы управления когенерационной энергетической установкой (КЭУ) в условиях влияния внешних и внутренних факторов» при участии соискателя в качестве исполнителя.

**Цель и задачи исследования.** Целью работы является разработка системы автоматического управления когенерационной энергетической установкой, внедрение которой позволит использовать несертифицированные виды топлива и таким образом повысить экономичность работы установки.

Достижение цели осуществляется решением последовательности таких исследовательских задач:

- анализ схем регенерации тепла уходящих газов, с целью выбора наиболее экономичной;
- анализ существующих САУ когенерационными энергетическими установками;
- усовершенствование комплексной математической модели когенерационной энергетической установки как объекта управления, учитывающей изменение качества топлива и включающей в себя модель газотурбинной установки, утилизационных теплообменников теплоты отходящих газов и потребителя тепловой нагрузки;
- исследовать свойства когенерационной установки при наличии внутренних и внешних возмущений с точки зрения влияния их на показатели электрической и тепловой мощности установки, а также на частоту вращения электрогенератора;
- разработать САУ когенерационной энергетической установкой и провести сравнительный анализ разработанной САУ при использовании сигнала по производной от температуры газов перед турбиной и без него;
- оценить показатели работы когенерационной энергетической установки при изменении качества топлива;

– исследовать энергетические характеристики когенерационной установки при перераспределении потоков первичного и вторичного воздуха в ГТУ.

**Объект исследования** – когенерационная энергетическая установка на базе газовой турбины в качестве теплового двигателя при номинальном режиме эксплуатации.

**Предмет исследования** – система автоматического управления когенерационной энергетической установкой, учитывающая изменение качества топлива.

**Методы исследования.** Для проведения анализа свойств когенерационной энергетической установки как объекта управления и существующих САУ использовались методы научного обобщения и систематизации. При разработке математической модели установки использовались основные физические законы сохранения энергии, массы и количества движения, численные методы решения дифференциальных уравнений. Для реализации разработанной модели САУ когенерационной установкой были использованы методы имитационного моделирования и методы теории автоматического управления (ТАУ).

**Научная новизна полученных результатов** диссертационной работы состоит в теоретическом исследовании и разработке научно-методических основ построения комплексной системы управления когенерационной энергетической установкой с учетом изменения качества топлива и использованием сигнала по производной от температуры газов перед турбиной. При этом автором получены такие результаты:

**впервые:**

– разработана структура системы автоматического управления когенерационной энергетической установкой, позволяющая учитывать изменение качества топлива;

– предложен метод управления мощностью газовой турбины и стабилизации температуры газов на входе в газовую турбину за счет изменения

расходов потоков первичного и вторичного воздуха на входе в камеру сгорания;

***получили дальнейшее развитие:***

– метод расчета энергетических показателей когенерационной энергетической установки при различных вариантах схем регенерации тепла уходящих газов;

– математическая модель когенерационной энергетической установки, которая от известных отличается тем, что учитывает изменение качества топлива;

***усовершенствован:***

– метод расчета контура регулирования температуры газов на входе в газовую турбину путем ввода дополнительного сигнала по производной от температуры газов на выходе из камеры сгорания.

***Практическое значение полученных результатов*** состоит в том, что на основании предложенных методических подходов и практических рекомендаций возможно использование в когенерационных энергетических установках в качестве топлива газов искусственного происхождения, что позволяет повысить экономичность работы указанных установок за счет снижения затрат на топливо.

Теоретические разработки и методические рекомендации, полученные в диссертационной работе и опубликованные в статьях автора, используются в учебном процессе ОНПУ при изложении курсов «Идентификация и моделирование объектов управления» и «Автоматизация технологических процессов и производств».

***Личный вклад соискателя.*** Диссертация является самостоятельно выполненной научной работой, в которой изложен авторский подход к разработке комплексной системы управления КЭУ. Все научные результаты, которые изложены в диссертации и выносятся на защиту, получены автором самостоятельно.

Из работ, опубликованных в соавторстве диссертанту принадлежит: [76,84] – усовершенствование математической модели динамики и предложенная методика формирования динамических характеристик когенерационной энергетической установки; [78] – математическая модель контура теплоснабжения КЭУ; [85,77,86] – анализ динамических характеристик водяного контура КЭУ и оценка адекватности, [80,81], [87,98] .

**Апробация результатов диссертации.** Основные положения и результаты диссертационного исследования докладывались, обсуждались и получили одобрение на: Международной научно-практической конференции «Проблеми енергетичної ефективності харчових та хімічних виробництв» (ОНАХТ, Одеса 2009), X Всеукраинской научно-технической конференции студентов и аспирантов «Еколого-енергетичні проблеми початку ХХІ століття» (ОДАХ, Одеса, 2010), XXIV Международной научной конференции «Математические методы в технике и технологиях ММТТ-24», (Киев, 2011), XVIII Международной конференции по автоматическому управлению «Автоматика 2011», (Львов, 2011).

**Публикации.** Результаты научных исследований опубликованы в 10 печатных работах, из них 9 – в соавторстве, 6 – статьи в специализированных научных изданиях, 4 – доклады и тезисы докладов Международных, национальных, региональных конференций.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, основного содержания, которое включает 4 раздела, выводов, списка использованной литературы с 120 наименованиями и 1 приложением. Общий объем работы составляет 137 страниц (из них 117 основного текста). В работу входят также 46 рисунков и 9 таблиц.

## РАЗДЕЛ 1

### АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ КОГЕНЕРАЦИОННЫМИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ УСТАНОВКАМИ (КЭУ)

В Украине традиционный способ получения электричества и тепла заключается в их раздельной генерации, т.е. электрическая энергия генерируется на электростанции, а тепловая – в котельной. Однако при этом значительная часть энергии первичного топлива не используется [30]. Сравнение между когенерацией и раздельным производством электричества и тепла приведено в таблице 1.1 [31,32].

Таблица 1.1 – Виды производства энергии

Раздельное производство электроэнергии и тепла		
Топливо 100%	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 0 auto;">Тепловая электростанция</div>	Электроэнергия 29%
Топливо 100%	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 0 auto;">Муниципальная котельная</div>	Тепловая энергия 78%
Общая эффективность  $\text{КПД} = \frac{29 + 78}{200} = 53,5\%$		
Когенерация		
Топливо 100%	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 0 auto;">Система когенерации</div>	Электроэнергия → 42%  Тепловая энергия → 46%
$\text{КПД} = \frac{42+46}{100} = 88\%$		

В связи с технологическими особенностями паровых электростанций, большое количество выработанного тепла выбрасывается в атмосферу через конденсаторы пара, градирни и т.п. Большая часть этого тепла может быть утилизирована и использована для удовлетворения тепловых потребностей, это повышает эффективность с 30 – 50 % для электростанции до 80 – 90 % в системах когенерации.

Когенерация есть комбинированное производство электрической (или механической) и тепловой энергии из одного и того же первичного источника энергии [32]. Произведенная механическая энергия также может использоваться для поддержания работы вспомогательного оборудования, такого как компрессоры и насосы. Тепловая энергия может использоваться как для отопления, так и для охлаждения. Холод производится абсорбционным модулем, который может функционировать благодаря горячей воде, пару или горячим газам. Структурная схема когенерационной установки представлена на рис. 1.1 [32].



Рис. 1.1 – Структурная схема когенерационной установки

Комбинированное производство тепловой и электрической энергии является перспективной, проверенной на практике технологией, позволяющей решать задачи энергосбережения. Эта технология признана одной из приоритетных и активно поддерживается странами Европейского Союза [33].

В последние годы в электроэнергетике развитых стран отчетливо проявляется тенденция к уменьшению верхнего предела единичных мощностей энергоустановок и электростанций в целом [34]. Повышается интерес к установкам малой и средней мощности, а также к установкам

комбинированного производства электрической и тепловой энергии – теплофикационные газотурбинные и парогазовые установки. Энергетическая политика развитых государств направлена на уменьшение глобальных выбросов в атмосферу, поощрение энергосбережения, производство энергии из внутренних источников. В связи с этим сейчас наблюдается значительное увеличение мощности ТЭЦ в странах Западной и Центральной Европы [33–36].

Одновременно с указанной тенденцией сформировалось новое направление технического развития, связанное с обеспечением небольших энергоустановок более дешевым оборудованием за счет упрощения его конструкции, применения альтернативных материалов, разработки новых тепловых схем [35,36]. Так же когенерационные технологии снижают тепловую нагрузку на окружающую среду и выбросы CO и NO<sub>x</sub> коммунальных котельных на 20 – 30 % [37–39].

Кроме того, когенерационные технологии могут применяться для улучшения функционирования коммунальной теплоэнергетики [40] Украины, которая находится в критическом состоянии [2–8,41,42]. Удельный вес ЖКХ в ВВП Украины составляет 5 – 6 %, однако оно потребляет примерно 20 % топливно-энергетических ресурсов, 20 % электроэнергии и 30 % тепловой энергии. По объемам энергопотребления ЖКХ занимает третье место среди отраслей, после энергетики и черной металлургии [41]. С целью повышения эффективности функционирования коммунальной теплоэнергетики приняты законы Украины «Про тепlopостачання» и «Про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії (когенерацію) та використання скидного енергопотенціалу», а также несколько государственных программ [2,8,43,44].

Наиболее оптимальным вариантом вывода коммунальной теплоэнергетики из критического состояния, в условиях финансового кризиса в стране, является модернизация существующего оборудования на основе быстро оку-



пающихся технологий (от 0,5 до 5 лет). В первую очередь к таким технологиям относятся: глубокая утилизация теплоты уходящих дымовых газов и внедрение технологии комбинированного производства тепловой и электрической энергии (когенерации) [7,8]. Кроме того, продолжительность отопительного сезона в Украине обеспечивает достаточно высокое значение среднего коэффициента использования топлива (75 – 80 %) при использовании когенерационных технологий [43]. Результаты разработок, исследований, а также актуальность технологии утилизации рассмотрены в работах [21,45–51].

#### 1.1. Технологии когенерации и технологические схемы когенерационных энергетических установок в энергетике

Системы когенерации, обычно, классифицируют по типу первичного двигателя, генератора, а также по типу потребляемого топлива [52,53]. От этого зависит техническая реализация такой системы [54]. Когенерационная установка включает в себя четыре основных части: первичный двигатель, электрогенератор, систему утилизации тепла и систему контроля и управления.

Генераторы могут применяться синхронные или асинхронные. Синхронный генератор может работать в автономном режиме или параллельно с сетью. Асинхронный генератор может работать только параллельно с сетью. Если произошел обрыв или другие неполадки в сети, асинхронный генератор прекращает свою работу. В связи с этим, для обеспечения гибкости применения распределенных когенерационных энергосистем, чаще применяются синхронные генераторы [32].

Утилизационный теплообменник (котел-утилизатор или газоз-воздушный подогреватель) является основным компонентом любой когенерационной системы. Принцип его работы основан на передаче энергии отходящих горячих газов первичного двигателя (турбины или поршневого двигателя) теплоносителю. После чего охлажденные исходящие газы выбрасываются в атмосферу [32].

Извлечение дополнительной энергии (скрытой теплоты водяных паров) содержащихся в выхлопных газах двигателя возможно только путем понижения температуры отходящих газов до уровня ниже 100 °С, когда водяные пары переходят в жидкую форму. Но это имеет и обратную сторону: 1) для эффективного теплообмена температура отходящих газов должна быть существенно выше температуры теплоносителя; 2) отходящие газы не должны охлаждаться до температур, при которых начинается образование водяного конденсата в дымоходах, что препятствует нормальному выходу газов в атмосферу а также, при которых начинается образование кислотного конденсата, что приводит к коррозии материалов (особенно это справедливо для топлива с повышенным содержанием сероводорода) [32].

Для повышения производительности тепловой части когенерационной системы утилизатор может дополняться теплообменником (экономайзером), обеспечивающим предварительный подогрев теплоносителя до его подачи в теплоутилизатор, отходящими из теплоутилизатора газами, после чего догрев теплоносителя обеспечивается уже теплом отходящих газов двигателя [32].

В зависимости от существующих требований роль первичного двигателя могут выполнять: поршневой двигатель, газовая или паровая турбина.

**Поршневой двигатель** – двигатель внутреннего сгорания (ДВС) вырабатывает мощность за счет преобразования химической энергии топлива в теплоту, которая затем преобразуется в механическую работу.

На практике применяют два типа поршневых двигателей:

- с искровым зажиганием (аналог автомобильного бензинового двигателя). Двигатели с искровым зажиганием могут работать на чистом газе (природный газ, биогаз и другие условно бесплатные газы);
- с воспламенением от сжатия (аналог автомобильного или судового дизеля), которые могут работать на дизельном топливе или природном газе (с добавлением 5 % дизельного топлива для обеспечения воспламенения топливной смеси).

К основным преимуществам поршневых двигателей можно отнести [32,55]:

- Наивысшая производительность;
- Эффективная работа при малой нагрузке (от 30 % до 100 %);
- Низкий уровень начальных инвестиций за 1 кВт электроэнергии в сравнении с другими видами первичных двигателей;
- Широкая линейка моделей по выходной мощности (от 3 кВт до 15 МВт);
- Возможность автономной работы;
- Быстрый запуск (от 15 с, газовым турбинам требуется 0.5 – 2 ч);
- Работа с малым давлением газа (ниже 1 бара);
- Относительно простой капитальный ремонт;
- Солидный ресурс;
- Работа установки на нескольких видах топлива.

Недостатками поршневых двигателей являются [32,55]:

- Необходимость водяного охлаждения;
- Высокий уровень (низкочастотного) шума;
- Высокое соотношение вес/выходная мощность;
- Относительно малая мощность единичной машины.

**Газовая турбина.** В последнее время широкое внимание уделяется использованию стационарных газотурбинных установок [13,16,19,56–58], которые могут быть составными частями перспективных современных энергоэффективных агрегатов: парогазовых и газопаровых, когенерационных и триге-

нерационных установок, газоперекачивающих станций [14,16–19,59]. Принцип работы газовых турбин состоит в следующем: газ смешивается с воздухом, нагнетаемым в камеру сгорания компрессором, формируя топливную смесь, и поджигается. Образующиеся продукты горения с высокой температурой (900 °С – 1200 °С), проходя через несколько рядов лопаток, установленных на валу турбины, приводят к вращению турбины. Механическая энергия вала передается электрическому генератору. Тепловая энергия выходящих из турбины газов поступает в утилизационный теплообменник. Вместо производства электричества, механическая энергия турбины может использоваться для работы насосов, компрессоров и т.п. Наиболее традиционным видом топлива для газовых турбин является природный газ, хотя это не исключает возможности использования других видов газообразного топлива. При этом газовые турбины предъявляют повышенные требования к качеству его подготовки (механические включения, влажность) [18].

Высокая температура исходящих из турбины газов (450 – 590 °С) позволяет строить когенерационные системы различающиеся по типу теплоносителя:

- Прямое использование исходящих газов в теплоутилизаторе;
- Производство пара низкого или среднего давления (8 – 18 кг/см<sup>2</sup>) во внешнем котле;
- Производство горячей воды;
- Производство пара высокого давления.

К преимуществам газовых турбин следует отнести [32,59]:

- Отсутствие водяной системы охлаждения;
- Гибкость в выборе топлива;
- Низкая эмиссия вредных веществ;
- Устойчивость работы при колебаниях электрической нагрузки;
- Солидный ресурс;

- Большая единичная мощность.

А к недостаткам [32,59]:

- Нижний порог эффективного применения составляет от 5 МВт электроэнергии;
- Производительность ниже, чем у поршневых двигателей;
- Высокий уровень шума;
- Требуется подготовка топлива (очистка, осушка, компрессия);
- Низкая эффективность при частичной нагрузке;
- Длительный период запуска (0.5 – 2 ч);
- Сложный и дорогой капитальный ремонт.

**Паровые турбины.** Пар, образующийся в паровом котле, расширяясь, под высоким давлением проходит через лопатки турбины. Турбина вращается и производит механическую энергию, используемую генератором для производства электричества.

Электрическая мощность системы зависит от того, насколько велик перепад давления пара на входе и выходе турбины. КПД паровой турбины в части генерации электроэнергии ниже, чем у газовых турбин или двигателей внутреннего сгорания, но в составе когенерационных систем суммарная эффективность паровой турбины может достигать 84 % в расчете на условную единицу израсходованного топлива (зависит от теплотворной способности топлива).

Достоинством данной технологии является возможность использования в котле самого широкого спектра топлив, включая твердые. Однако использование тяжелых нефтяных фракций и твердого топлива снижает экологические показатели системы, которые определяются составом отходящих из котла продуктов горения. По умолчанию, паровые турбины производят много больше тепла, чем электричества, и как следствие требуются высокие затраты на установленную мощность.

Следует также отметить **парогазовую технологию**, которая основана на комбинации газовой и паровой турбины [61], но она эффективна только на достаточно больших мощностях (от 30 МВт). Львиная доля новых мощностей когенерации в мире — парогазовые системы когенерации [62].

Принцип работы классической парогазовой схемы состоит в следующем. Устройство состоит из двух блоков: газотурбинной (ГТУ) и паросиловой (ПС) установок. В ГТУ вращение вала турбины обеспечивается продуктами сгорания, образовавшимися в результате сжигания природного газа, мазута или дизельного топлива. Вращающийся ротор газовой турбины крутит вал первого генератора.

В первом, газотурбинном, цикле КПД установки редко превышает 38 %. Отработавшие в ГТУ, но все еще сохраняющие высокую температуру продукты сгорания поступают в котел-утилизатор. Там они нагревают пар до температуры 500 °С и давления 80 атм, которые достаточны для работы паровой турбины, к ротору которой подсоединен еще один генератор. Во втором, паросиловом, цикле используется еще около 20 % энергии сгоревшего топлива. В сумме КПД всей установки составляет около 58 % [32].

Как правило, такие системы используются в случае, когда необходимо максимизировать производство электрической энергии. Когенерация в этом случае играет подчиненную роль и обеспечивается за счет отвода части тепла из паровой турбины.

Максимальная эффективность применения когенераторов достигается на следующих промышленных и муниципальных объектах [32,54]:

– Собственные нужды котельных (от 100 до 2000 кВт). При реконструкции котельных, а также при новом строительстве источников тепловой энергии крайне важным фактором является надежность электроснабжения теплоисточника для собственных нужд. Применение газового когенератора оправдано в этом случае тем, что он является

надежным независимым источником электроэнергии, а сброс тепловой энергии когенератора обеспечен в нагрузку теплоисточника.

– Предприятия, промышленные объекты, компрессорные станции, нефтеперерабатывающие заводы, газоперекачивающие станции, объекты жилищной сферы и другие объекты (от 500 кВт), заинтересованные в независимом энергообеспечении.

– Больничные комплексы (от 600 до 5000 кВт). Эти комплексы являются потребителями электроэнергии и тепла. Наличие в составе больничного комплекса когенератора дает двойной эффект: снижение расходов на энергообеспечение и повышение надежности электроснабжения ответственных потребителей энергии – операционного блока и блока реанимации за счет ввода независимого источника электроэнергии.

– Спортивные сооружения (от 1000 до 9000 кВт). Это, прежде всего бассейны и аквапарки, где востребованы и электроэнергия, и тепло. В данном случае когенератор покрывает потребности в электроэнергии, а тепло сбрасывает на поддержание температуры воды.

– Электро- и теплоснабжение объектов строительства в центре города (от 300 до 5000 кВт). С этой проблемой сталкиваются компании, ведущие реконструкцию старых городских кварталов. Стоимость подключения реконструируемых объектов к инженерным сетям города в ряде случаев соизмерима с объемом инвестиций в собственный когенерационный источник, однако в последнем случае собственником источника становится компания, что приносит ей дополнительную прибыль при эксплуатации жилого комплекса.

В теплое время года тепло можно превращать в холод при помощи абсорбционной холодильной машины и использовать его для кондиционирования зданий.

## Технологические схемы когенерационных установок

Существует достаточно большое количество технологических схем когенерационных установок на базе двигателей внутреннего сгорания (ДВС), газотурбинных установок (ГТУ), а также паровых турбин. Вообще говоря, технологическая схема КЭУ для каждого конкретного случая будет различной. Поэтому мы рассмотрим только некоторые из них.

Характеристики оборудования для рассматриваемых схем приведены в [62].

В качестве первого варианта рассмотрена схема когенерационной установки на базе ДВС и пассивных утилизаторов теплоты (рис. 1.2) [64].

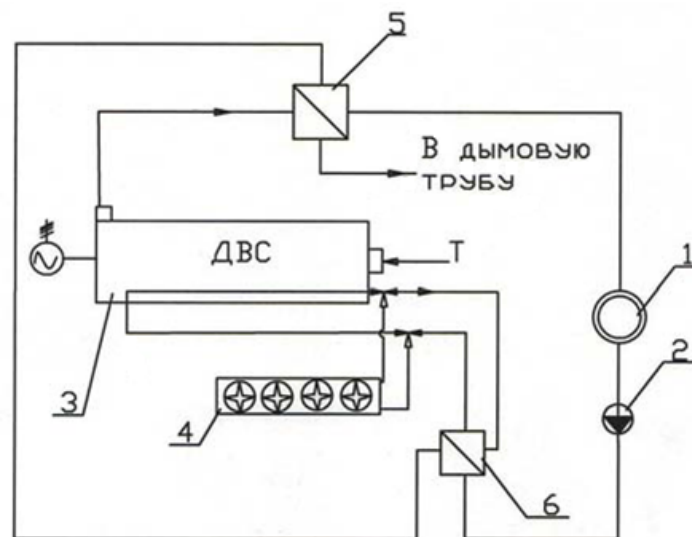


Рис. 1.2 – Тепловая схема работы когенерационной установки на базе ДВС и двух утилизаторов:

1 – потребитель тепловой нагрузки, 2 – циркуляционный насос, 3 – двигатель внутреннего сгорания, 4 – воздушный охладитель, 5 – утилизационный теплообменник, 6 – утилизатор контура охлаждения двигателя, Т – подача топлива.

В этой схеме выхлопные газы от ДВС 3 поступают в утилизационный теплообменник 5, где нагревают сетевую воду для нужд теплоснабжения.



После чего сетевая вода поступает к потребителю теплоты 1. После возвращения от потребителя сетевая вода последовательно подогревается в утилизаторе контура охлаждения двигателя 6 и затем в утилизационном теплообменнике 5. В том случае, когда теплоты выхлопных газов достаточно для подогрева сетевой воды до необходимой температуры, контур охлаждения двигателя переключается на воздушный охладитель 4 и вода в утилизаторе охлаждения двигателя не подогревается, а тепло полученное в этом контуре выбрасывается в окружающую среду через воздушный охладитель 4.

Основные тепловые потери в схеме приходятся на теплообменники утилизации теплоты уходящих газов и контура охлаждения двигателя, а также с уходящими газами. Суммарные тепловые потери составляют 16,4 %. Коэффициент использования теплоты топлива равен 86,2 % [62,63].

Далее рассмотрена когенерационная установка на базе двигателя внутреннего сгорания и водогрейного котла. Ее упрощенная схема представлена на рисунке 1.3.

В этой схеме уходящие газы после ДВС поступают в топку водогрейного котла непосредственно или могут использоваться для предварительного подогрева питательной воды в утилизационном теплообменнике. Для расчета теплового баланса был выбран водогрейный котел КВ\_ГМ\_30 из условий, что доля уходящих газов ДВС составит не более 10 % от массового расхода уходящих газов котла. Таким образом, водогрейный котел служит утилизатором выхлопа ДВС. Двигатель служит надстройкой водогрейной котельной. В данном случае основные потери теплоты топлива связаны с химической и механической неполнотой сгорания топлива в котле, а также от наружного охлаждения котельного агрегата и потерей тепла с уходящими газами. Коэффициент использования топлива (КИТ) этой схемы составляет 93 %, это обусловлено достаточно высоким КПД водогрейного котла – 91,2 %.

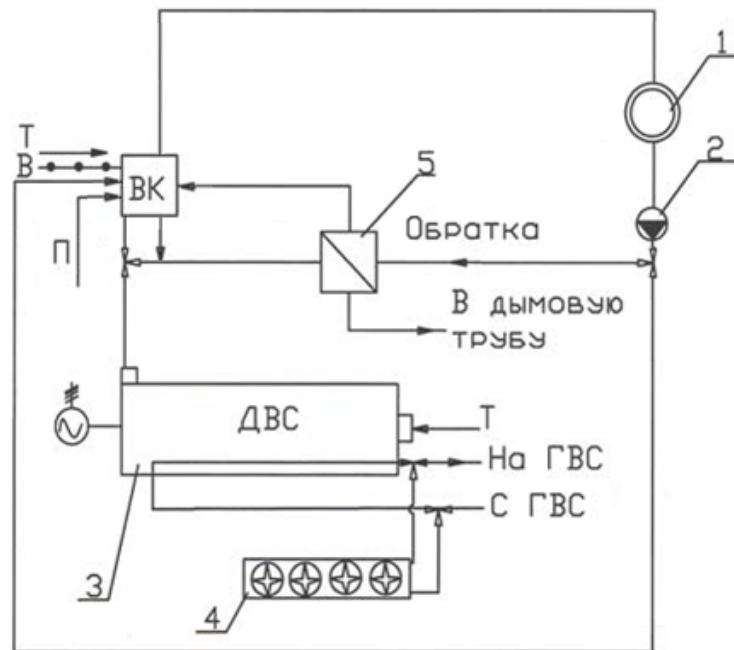


Рис. 1.3 – Тепловая схема когенерационной установки на базе ДВС и водогрейного котла:

1 – потребитель тепловой нагрузки, 2 – циркуляционный насос, 3 – двигатель внутреннего сгорания, 4 – воздушный охладитель, 5 – утилизационный теплообменник, ВК – водогрейный котел, Т – подача топлива, П – подпитка питательной водой.

При установке теплообменника глубокой утилизации теплоты уходящих газов коэффициент использования топлива схемы возрастает до 95,1 %, потери с уходящими газами составят 840 кВт или 2 %. Температура уходящих газов снизится до 60 °С, но при этом необходимо стальное исполнение дымовой трубы [63].

Следующей схемой является надстройка парового конденсационного блока когенерационной установкой на базе ДВС (рис. 1.4).

В ней уходящие газы после ДВС поступают в паровой котел непосредственно или происходит предварительный подогрев питательной воды. Далее пар после котла Е\_75\_3,9\_440ГМ (БКЗ 75\_3,9ГМА\_2) поступает в конденсационную турбину К\_6\_35.

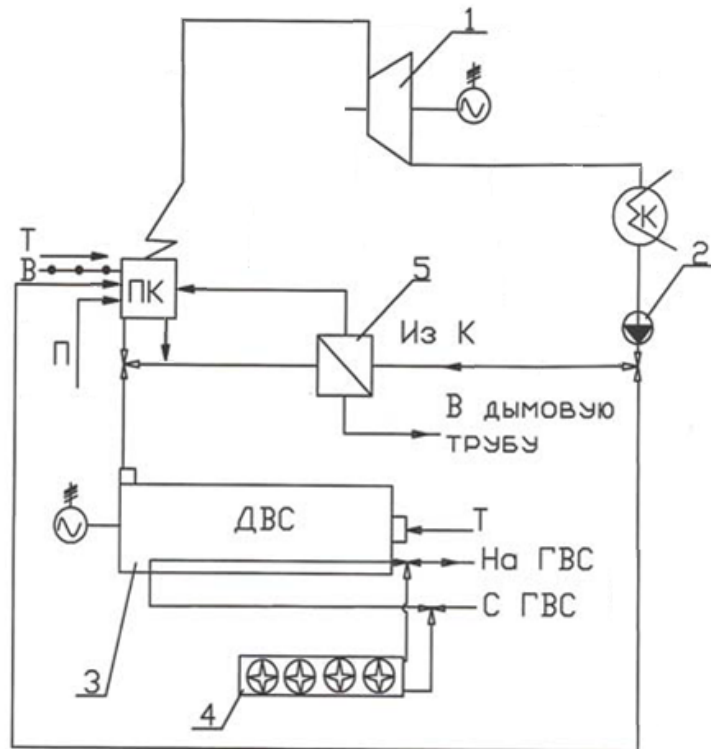


Рис. 1.4 – Тепловая схема работы когенерационной установки на базе ДВС и конденсационного блока:

1 – паровая турбина, 2 – циркуляционный насос, 3 – двигатель внутреннего сгорания, 4 – воздушный охладитель, 5 – утилизационный теплообменник, ПК – паровой котел, Т – подача топлива, П – подпитка питательной водой, К – конденсатор.

Конденсационный блок, содержащий турбины, в которых отсутствуют отборы пара, является малоэффективным с точки зрения использования теплоты топлива [62]. Основные потери приведенной схемы сосредоточены в конденсаторе и конденсационных турбинах, что обусловлено их невысоким КПД. Коэффициент использования теплоты топлива рассматриваемой схемы составляет 24,3 %. Надстройка двигателем внутреннего сгорания и котлом – утилизатором позволила повысить коэффициент использования теплоты топлива схемы на 1,3 % [63].

Следующая схема (рис. 1.5) работает при условии, что уходящие газы после ДВС направляются на производство пара для паровой турбины малой мощности.

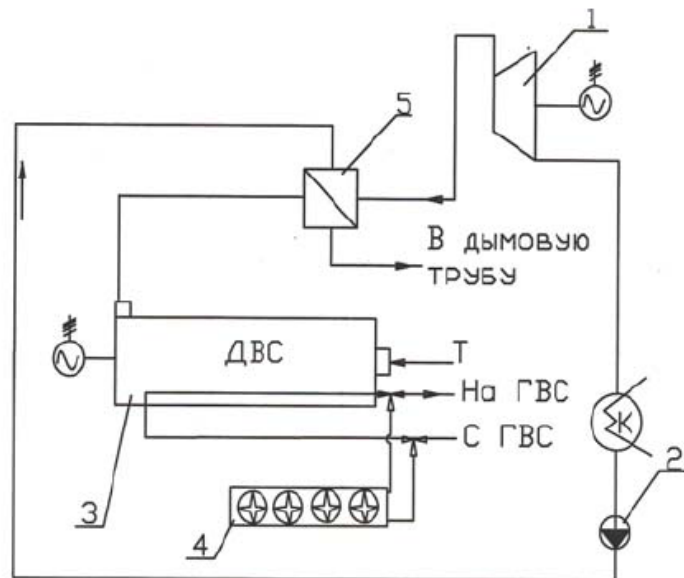


Рис. 1.5 – Тепловая схема когенерационной установки на базе ДВС и паровой турбины малой мощности:

1 – паровая турбина, 2 – циркуляционный насос, 3 – двигатель внутреннего сгорания, 4 – воздушный охладитель, 5 – утилизационный теплообменник, К – конденсатор.

Реализация такой схемы возможна в тех случаях, когда вся тепловая нагрузка не востребованная или существует сезонное потребление теплоты. При сезонном потреблении всей теплоты возможно отключение паровой турбины и пар после утилизатора поступает потребителю. Тепловой баланс такой схемы аналогичен балансу схемы на базе ДВС и пассивных утилизаторов теплоты, с той лишь разницей, что, используя теплоту уходящих газов, получаем 150 кВт электрической мощности на клеммах генератора паровой турбины. Коэффициент использования топлива вышеприведенной схемы составляет 68,7 % [63].

В качестве следующего примера, рассмотрим комбинированную схему с паровым и водогрейным котлами (рис. 1.6).

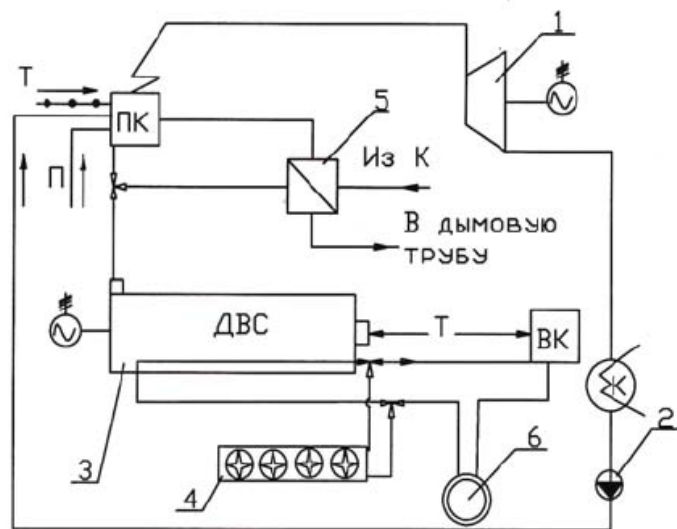


Рис. 1.6 – Тепловая схема когенерационной установки на базе ДВС парового и водогрейного котлов:

1 – паровая турбина, 2 – циркуляционный насос, 3 – двигатель внутреннего сгорания, 4 – воздушный охладитель, 5 – утилизационный теплообменник, 6 – потребитель тепловой нагрузки, ПК – паровой котел, ВК – водогрейный котел, Т – подача топлива, П – подпитка питательной водой, К – конденсатор.

Утилизация уходящих газов происходит в паровом котле, а теплота контура охлаждения двигателя используется для предварительного подогрева питательной воды водогрейного котла. Воздушный охладитель во всех схемах используется для аварийного сброса теплоты контура охлаждения двигателя. Так как паровая турбина в этой схеме является конденсационной, то основные потери схемы сосредоточены в основных узлах парового контура. Коэффициент использования теплоты топлива для этой схемы составляет 46,8% [62,63].

Еще одним способом повышения эффективности работы КЭУ является применение глубокой утилизации теплоты уходящих газов, основанной на их

охлаждении значительно ниже температуры 120 °С . Так при охлаждении уходящих газов когенерационной установки до 60 °С, значение коэффициента использования теплоты топлива увеличивается на 5% [62].

В среднем тепловой КПД установок на базе ДВС различных производителей составляет от 46,9 % до 50,2 %, а электрический от 37,6 % до 38,9% [64].

Традиционно для повышения эффективности работы ГТУ применяются котлы-утилизаторы (КУ) или утилизационные теплообменники, в которых часть теплоты уходящих газов используется для производства пара, либо передается теплоносителю. Один из вариантов технологической схемы КЭУ на базе ГТУ и котла-утилизатора представлен на рис. 1.7.

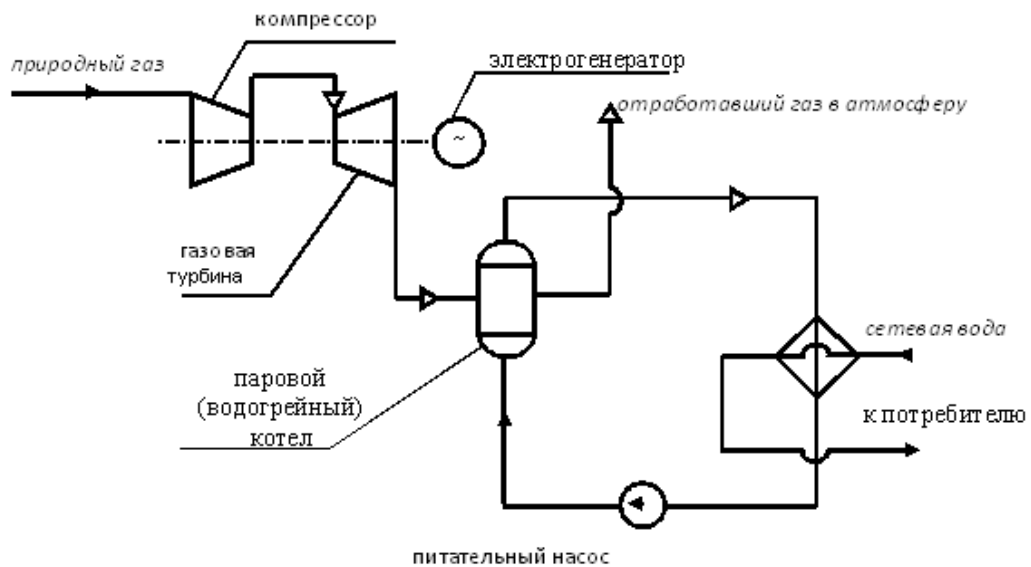


Рис. 1.7 – Схема когенерационной энергетической установки на базе ГТУ

Уходящие газы от ГТУ поступают в котел-утилизатор (водогрейный или паровой) где нагревают теплоноситель. Теплоноситель из котла поступает в теплообменник, где нагревает сетевую воду для нужд теплоснабжения. После чего возвращается обратно в котел.

И в заключение рассмотрим еще один вариант схемы КЭУ на базе ГТУ, надстроенной турбиной на низкокипящем рабочем теле (рис. 1.8). В этой схеме выхлопные газы после ГТУ, а также теплота контура охлаждения турбины на НРТ поступают в утилизационный теплообменник, и затем теплоноситель направляется в теплообменник перегрева пентана. В теплообменнике происходит перегрев жидкого n-пентана и далее пар n-пентана поступает в турбину на низкокипящем рабочем теле (ТНРТ). Часть тепла после теплообменника поступает потребителю. Установка может работать при выключенной турбине на НРТ, в этом случае вся тепловая мощность после ГТУ поступает потребителю, но при этом электрическая мощность установки снижается [64].

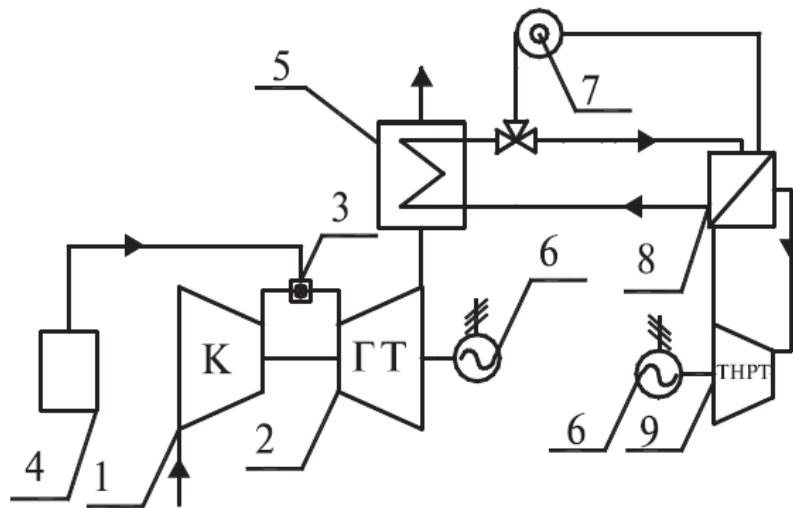


Рис. 1.8 – Схема когенерационной установки на базе ГТУ с турбиной на низкокипящем рабочем теле (НРТ):

1 – компрессор, 2 – газовая турбина, 3 – камера сгорания, 4 – модуль подготовки газа, 5 – утилизационный теплообменник, 6 – электрогенератор, 7 – потребитель теплоты, 8 – теплообменник перегрева пентана, 9 – турбина на НРТ.

## 1.2. Сравнительный анализ схем регенерации тепла уходящих газов

Утилизация теплоты уходящих газов в КУ повышает эффективность использования тепла топлива, однако при этом расход топлива не снижается. Использование теплоты уходящих газов в газо-воздушном подогревателе (ГВП) для повышения температуры воздуха после компрессора позволяет снизить расход топлива на подогрев воздуха, поступающего в камеру сгорания [65].

Существует достаточно большое количество различных вариантов схем регенерации тепла уходящих газов [64–66]. Однако остается не ясным, чем следует руководствоваться при выборе той или иной схемы регенерации. Все известные схемы в той или иной степени повышают эффективность работы когенерационных энергетических установок, но нуждается в уточнении вопрос выбора наиболее рациональной схемы регенерации [67].

Анализ эффективности применения регенерации для работы когенерационных установок проведен в работах [18,28,45,63,64], но все рассмотренные в данных работах схемы имеют в качестве первичного двигателя газопоршневой двигатель внутреннего сгорания.

Исходя из вышесказанного, представляет интерес проведение анализа эффективности применения различных схем регенерации для когенерационных энергетических установок на базе газотурбинного двигателя. А также усовершенствование уже существующих и создание новых газотурбинных установок путем введения либо увеличения степени использования регенерации теплоты уходящих газов [47,67].

При выборе схемы регенерации для когенерационной установки следует руководствоваться основными показателями экономичности работы установки. К таким показателям, в первую очередь, относится коэффициент использования теплоты топлива (КПД установки) и величины расходов



топлива на единицу выработки тепловой (тепловой КПД) и электрической (электрический КПД) энергии [20,66,67].

Как уже отмечалось, к основным показателям энергетической эффективности относятся: электрический ( $\eta_{эл}$ ) и тепловой ( $\eta_{ТЕ}$ ) КПД, характеризующие расход топлива на единицу произведенной электрической и тепловой энергии соответственно. Рассчитываются значения этих КПД по формулам:

$$\eta_{эл} = \frac{N_{э}}{G_{топ} Q_H^p}; \quad \eta_{ТЕ} = \frac{Q_{ТЕ}}{G_{топ} Q_H^p}; \quad Q_{ТЕ} = Q_{КУ} + Q_{ГВП}, \quad (1.1)$$

где

$G_{топ}$  – расход топлива, кг/с.

$Q_{КУ}$ ,  $Q_{ГВП}$  – тепловая мощность соответственно котла-утилизатора и газозоудного подогревателя, кВт;

$Q_{ТЕ}$  – тепловая мощность всей когенерационной установки, кВт.

А также коэффициент использования теплоты топлива ( $\eta_{КЭУ}$ ), характеризующий эффективность работы всей установки:

$$\eta_{КЭУ} = \frac{Q_{ТЕ} + N_{э}}{G_{топ} Q_H^p} = \eta_{эл} + \eta_{ТЕ}. \quad (1.2)$$

Первый из рассматриваемых вариантов тепловых схем когенерационных установок, представлен на рис. 1.9.

Воздух, нагнетаемый компрессором (К), поступает в камеру сгорания (КС). Газы, выходящие из камеры сгорания, направляются в газовую турбину (Т) и, совершая работу, вращают электрогенератор (Г). Часть уходящих газов из турбины (Т) утилизируется в котле-утилизаторе (КУ), а оставшаяся часть выбрасывается в атмосферу через байпас. Таким образом, осуществляется одновременная выработка электрической и тепловой энергии.

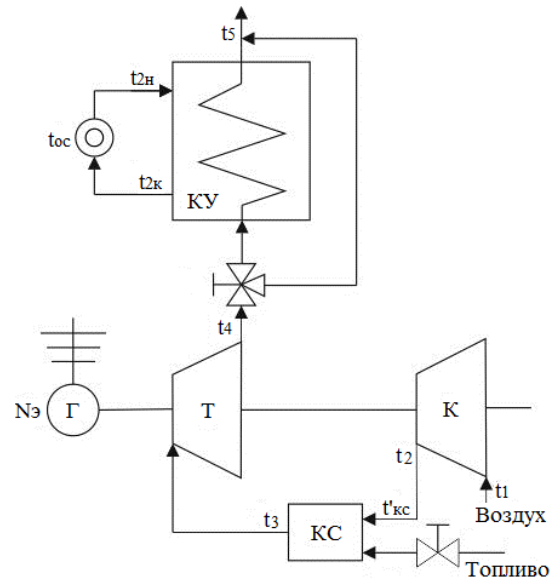


Рис. 1.9 – Схема когенерационной установки с байпасом котла-утилизатора

При этом тепловая мощность КУ составляет  $Q_{КУ} = 3464$  кВт, расход топлива  $G_{топ} = 0,256$  кг/с, электрический КПД ( $\eta_{эл} = 0,3525$ ) и тепловой КПД ( $\eta_{ТЕ} = 0,3053$ ), а общий КПД ( $\eta_{КЭУ}$ ) равен:

$$\eta_{КЭУ} = \eta_{эл} + \eta_{ТЕ} = 0,3525 + 0,3053 = 0,6578$$

Тепловой и конструктивный расчеты котла-утилизатора проведены для температуры окружающей среды в зимнее время  $t_{oc} = -15$  °С. В случае, когда температура окружающей среды становится ниже расчетной, то часть уходящих газов через байпас перепускается в котел-утилизатор, тем самым увеличивая его тепловую мощность. При полностью закрытом байпасе мощность КУ составляет  $Q_{КУ} = 5292$  кВт.

Достоинством рассматриваемой схемы является возможность обеспечить увеличение тепловой мощности котла-утилизатора для зимнего периода с пониженными температурами окружающей среды за счет байпаса котла-утилизатора. Однако такой способ регулирования отпуска тепла значительно снижает возможный КПД установки, т. к. лишнее тепло в более теплое время года бесполезно теряется.

Второй вариант схемы позволяет повысить экономичность установки за счет использования тепла газов, идущих через байпас в обход КУ, для подогрева воздуха после компрессора в газо-воздушном подогревателе (рис. 1.10).

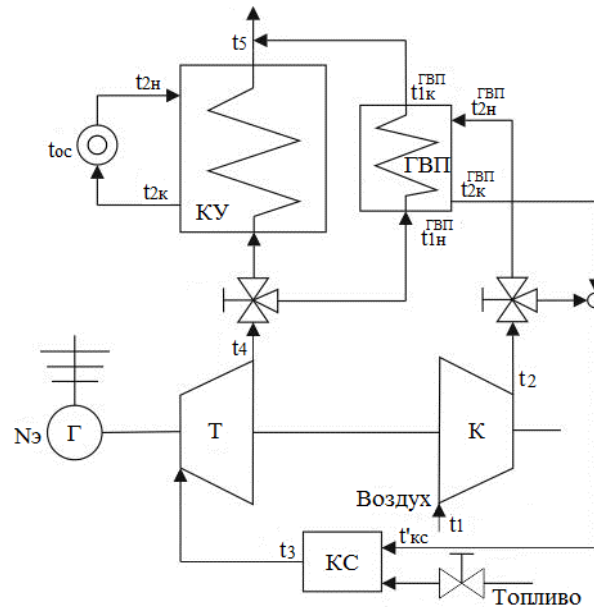


Рис. 1.10 – Схема когенерационной установки с частичным подогревом воздуха после компрессора

При таком варианте схемы общий КПД установки увеличивается за счет повышения температуры воздуха на входе в камеру сгорания, и как следствие, снижения расхода топлива до  $G_{\text{топ}} = 0,242 \text{ кг/с}$ .

Тепловая мощность КУ, как и в предыдущей схеме, равна  $Q_{\text{КУ}} = 3454 \text{ кВт}$ , а тепловая мощность ГВП –  $Q_{\text{ГВП}} = 602 \text{ кВт}$ . Таким образом, КПД тепловой части установки составляет  $\eta_{\text{ТЕ}} = 0,3782$ , электрический КПД –  $\eta_{\text{ЭЛ}} = 0,3730$  и общий:

$$\eta_{\text{КСУ}} = \eta_{\text{ТЕ}} + \eta_{\text{ЭЛ}} = 0,3782 + 0,3730 = 0,7512$$

Значение общего КПД тепловой схемы будет возрастать с уменьшением температуры газов на выходе ГВП, однако пропорционально будет возрастать и поверхность теплообмена подогревателя, что приведет к удорожанию теплообменного оборудования и установки в целом.

При понижении температуры окружающей среды ниже расчетной, расход газа после турбины можно перераспределить, обеспечивая потребителя теплом в полном объеме.

Третий вариант технологической схемы КЭУ предполагает использование всей теплоты уходящих газов в котле-утилизаторе, например, для нужд теплоснабжения (рис. 1.11).

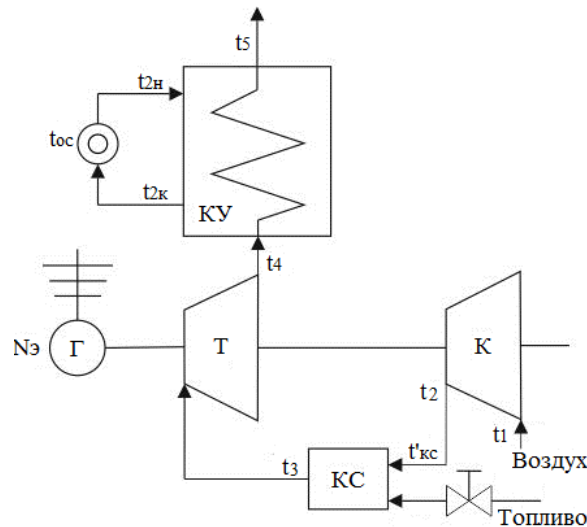


Рис. 1.11 – Схема когенерационной установки с утилизацией тепла уходящих газов в котле-утилизаторе (КУ)

Для этого варианта схемы расход топлива составляет  $G_{топ} = 0,256 \text{ кг/с}$ , тепловая мощность КУ возрастает до  $Q_{КУ} = 5292 \text{ кВт}$  и общий КПД ( $\eta_{КЭУ}$ ) также увеличивается:

$$\eta_{КЭУ} = \eta_{ТЕ} + \eta_{ЭЛ} = 0,4664 + 0,3525 = 0,8189$$

В данной схеме значение общего КПД установки выше, чем в предыдущей схеме, несмотря на больший расход топлива, за счет увеличения КПД тепловой части установки  $\eta_{ТЕ} = 0,4664$ .

Главным достоинством данной технологической схемы является простота и дешевизна. А недостатком, отсутствие возможности регулирования отпуска тепловой энергии в случае изменения тепловой нагрузки либо сезона.



следует соотносить величину повышения эффективности с величиной увеличения капиталовложений.

Последний из рассматриваемых вариантов технологических схем КЭУ представлен на рис. 1.13.

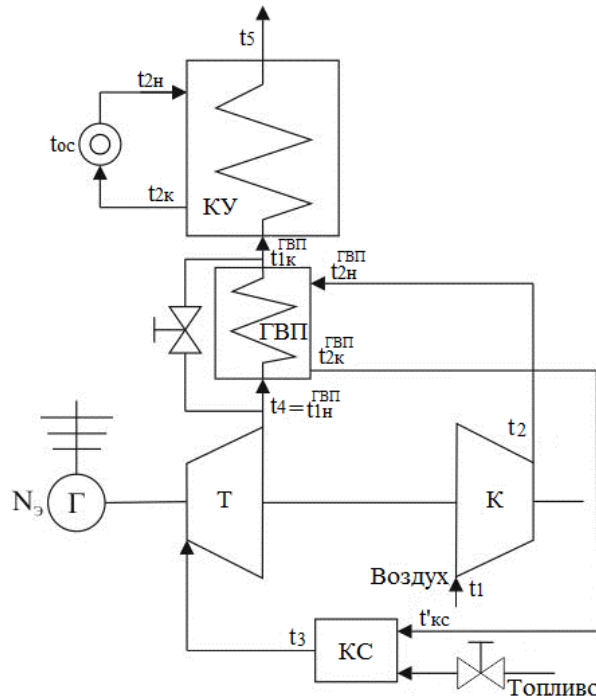


Рис. 1.13 – Схема когенерационной установки с максимальной утилизацией тепла уходящих газов

В данной схеме уходящие газы из турбины направляются в ГВП, где отдают тепло воздуху, поступающему из компрессора, а затем в КУ. Такой вариант регенерации позволяет еще более снизить расход топлива за счет увеличения температуры воздуха на входе в камеру сгорания. Расход топлива для данной схемы составляет  $G_{\text{топ}} = 0,224 \text{ кг/с}$ , а тепловая мощность КУ и ГВП соответственно равна  $Q_{\text{КУ}} = 3536 \text{ кВт}$  и  $Q_{\text{ГВП}} = 1727 \text{ кВт}$ .

Общий КПД установки равен:

$$\eta_{\text{КЭУ}} = \eta_{\text{ТЕ}} + \eta_{\text{ЭЛ}} = 0,5183 + 0,3939 = 0,9122$$

Несмотря на значительное снижение теплового потока на входе в котел-утилизатор за счет увеличения тепловой мощности ГВП

( $Q_{\text{ГВП}} = 1727$  кВт) котел-утилизатор способен обеспечить расчетное значение тепловой нагрузки ( $Q_{\text{KV}} = 3536$  кВт).

Полное открытие байпасного клапана обеспечивает энергетические показатели когенерационной установки, имеющие место в схеме, представленной на рис. 1.11.

Проведенный расчет экономических показателей когенерационной энергетической установки позволил определить эффективность работы каждой из рассмотренных схем регенерации.

Исходя из результатов расчетов экономических показателей КЭУ, можно рекомендовать, как наиболее экономичную, схему, представленную на рис. 1.13. Для данной схемы расход топлива имеет наименьшее значение, а КПД – наибольшее из всех рассмотренных схем. Это объясняется наиболее эффективным использованием теплоты уходящих газов. Также схема, представленная на рис. 1.13, конструктивно проще в сравнении со схемой с двухступенчатым котлом-утилизатором, что, несомненно, является еще одним ее достоинством.

Схема может обеспечить общий КПД установки в пределах  $\eta_{\text{КЭУ}} = 0,8189 - 0,9122$  и расход топлива  $G_{\text{топ}} = 0,224 - 0,256$  кг/с.

Также имеется возможность перераспределения тепловых потоков через теплообменные аппараты, что дает возможность варьирования тепловой нагрузки в достаточно широких пределах ( $Q_{\text{KV}} = 5292 - 3536$  кВт).

В результате проведенных тепловых и экономических расчетов схем регенерации когенерационной энергетической установки были получены значения основных экономических показателей рассмотренных схем регенерации. Результаты расчетов сведены в табл. 1.2.

Анализируя данные табл. 1.2 можно сделать вывод, что с увеличением степени регенерации теплоты уходящих газов КПД установки возрастает. Причем следует отметить важность применения газо-воздушного

подогревателя, т.к. за счет увеличения температуры воздуха на входе в камеру сгорания ГТУ снижается расход топлива. Так для схемы 3 значение КПД составляет 0,8189, а для схемы 2 – 0,7512, но при этом расход топлива у второй схемы меньше (0,242 кг/с), чем у третьей схемы (0,256 кг/с).

Таблица 1.2 – Экономические показатели схем регенерации когенерационной установки

Вариант схемы ре- генерации	Тепло- вая мощ- ность КУ $Q_{КУ}$ , кВт	Тепло- вая мощ- ность ГВП $Q_{ГВП}$ , кВт	Расход топли- ва $G_{топ}$ , кг/с	КПД тепло- вой части КЭУ $\eta_{ТЕ}$	КПД элек- трической части КЭУ $\eta_{ЭЛ}$	Об- щий КПД КЭУ $\eta_{КЭУ}$
Схема 1 (рис. 1.9)	3464	–	0,256	0,3053	0,3525	0,6578
Схема 2 (рис. 1.10)	3454	602	0,242	0,3782	0,3730	0,7512
Схема 3 (рис. 1.11)	5292	–	0,256	0,4664	0,3525	0,8189
Схема 4 (рис. 1.12)	4669	602	0,242	0,4915	0,3730	0,8645
Схема 5 (рис. 1.13)	3536	1727	0,224	0,5183	0,3939	0,9122

Результаты расчетов показывают важность применения газо-воздушного подогревателя для повышения температуры воздуха после компрессора, что приводит к снижению расхода топлива. Таким образом, в первую очередь тепло уходящих газов следует использовать для подогрева воздуха после компрессора, а затем уже в котле-утилизаторе.

На основании проведенного анализа следует рекомендовать, как наиболее экономичную, схему, включающую в себя газо-воздушный подогреватель и котел-утилизатор, включенные последовательно, т. к. такая схема имеет не только максимальное значение коэффициента полезного действия ( $\eta_{КЭУ} = 0,9122$ ), но и наименьший расход топлива ( $G_{топ} = 0,224$  кг/с).



Снижение расхода топлива позволяет снизить энергоемкость произведенной продукции и увеличить ее конкурентоспособность.

### 1.3. Системы автоматического управления КЭУ

Современные энергетические газотурбинные установки, являющиеся первичным двигателем когенерационных установок, оснащаются автоматизированными системами управления, а также основным и вспомогательным оборудованием [68]. Указанные системы управления базируются на микропроцессорной технике и совместимы с устройствами автоматического управления [66,69].

Система автоматического управления ГТУ может быть в электрогидравлическом или электропневмогидравлическом исполнении, что зависит от разработок конкретных фирм [61,66,69,70].

Первые АСУ ТП энергетических ГТУ были основаны на гидромеханических системах регулирования паровых турбин. Дополнялись они пневматической системой регулирования начальной температуры газов, системой ограничения подачи топлива при пуске и ручное программирование заданием параметров. Независимые устройства обеспечивали защиту от превышения скорости и температуры, пожара, затухания пламени, утечки смазочного масла и роста вибраций [66].

В конце 60-х годов XX столетия были созданы первые электронные системы управления ГТУ. Примером такой системы может служить САУ «Спидроник Mark I» производства фирмы General Electric (США). В ней топливный регулятор, пневматическая система регулирования температуры и электромеханическая система регулирования подачи топлива во время пуска были реализованы на базе электронной техники. За последние десятилетия система «Спидроник» была значительно усовершенствована и эволюционировала до модели «Спидроник Mark V» (табл. 1.3) [66].

В этой системе уже применены 16-ти битные микропроцессорные контроллеры с тройным резервированием и резервированием двух и трех каналов критического управления и защиты. Применена также программа по обеспечению устойчивости к отказам (SIFT). Датчики контроля и защиты с тройным резервированием поддерживаются всем тремя управляющими процессорами. Выходные сигналы системы сначала проверяются на выводах соленоида, а далее на логическом уровне. Это повышает не только качество защиты, но и надежность эксплуатации.

Таблица 1.3 – Достижения концепции электронного управления  
в САУ «Спидроник»

Функции САУ	Тип САУ «Спидроник» (год создания)				
	Mark I (1966)	Mark II (1973)	Mark III (1976)	Mark IV (1982)	Mark V (1991)
Программирование	Релейное	Дискретные полупроводниковые элементы		Микропроцессор	Микропроцессор
Управление	Дискретное полупроводниковое	Интегральные схемы (ИС)	ИС и микропроцессор	Микропроцессор	Микропроцессор
Защита	Релейная	Релейная и полупроводниковая	ИС и микропроцессор	Микропроцессор	Микропроцессор
Отображение данных	Аналоговые измер. приборы и релейный индикатор	Аналоговые и цифровые измер. приборы; полупроводниковый индикатор		Электронно-лучевая трубка и светодиодный индикатор	Цветная графика
Ввод данных	Рычажные переключатели			Мембранные переключатели	Клавиатура и/или контактная разность потенциалов
Устойчивость к неполадкам	Ручная система обнаружения неполадок		Автоматическое определение неисправности	Программное обеспечение	программное обеспечение устойчивости SIFT

Интерфейс оператора состоит из цветного монитора и клавиатуры и обеспечивает ему информацию о текущих условиях работы. Связь между интерфейсом оператора и САУ ГТУ осуществляется передачей сигнала от про-

цессора общих данных («С») к трем управляющим процессорам («R», «S», «Т»).

Ниже приведены некоторые функциональные возможности САУ «Спидроник Mark V» [66].

В соответствии с видом топлива, выбранным оператором, управляющий сигнал по топливу подается через делитель сигнала на систему подачи газообразного или жидкого топлива. Пуск может быть осуществлен на любом виде топлива. Для поддержания стабильного уровня нагрузки ГТУ переход с одного вида топлива на другой происходит после истечения соответствующего времени заполнения (рис. 1.14).

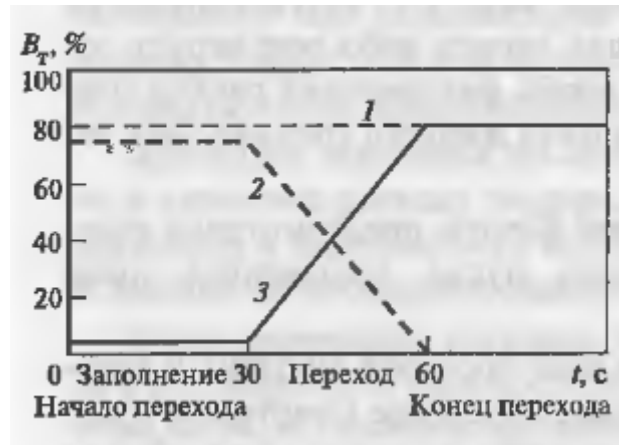


Рис. 1.14 – Характеристика двухтопливной системы ГТУ при переходе с газообразного топлива на жидкое (General Electric)

Автоматизированный процесс продувки не задействованной топливной системы находится под постоянным наблюдением оператора. Переход с одного вида топлива на другой может быть запущен автоматически при нарушении подачи основного топлива (о чем оповещает предупредительный сигнал) и завершен без вмешательства оператора. Возврат к основному топливу осуществляется вручную.

Схема двухступенчатой системы регулирования подачи газообразного (основного) топлива, в которой регулирование давления осуществляется в зависимости от частоты вращения и расхода в соответствии с управляющим

сигналом по топливу, приведена на рис. 1.15. Применение этих двух ступеней регулирования обеспечивает стабильный коэффициент снижения нагрузки (100/1), достаточный для управления в условиях пуска и прогрева, и максимальный расход при выработке пиковой мощности в условиях минимальной температуры окружающей среды.

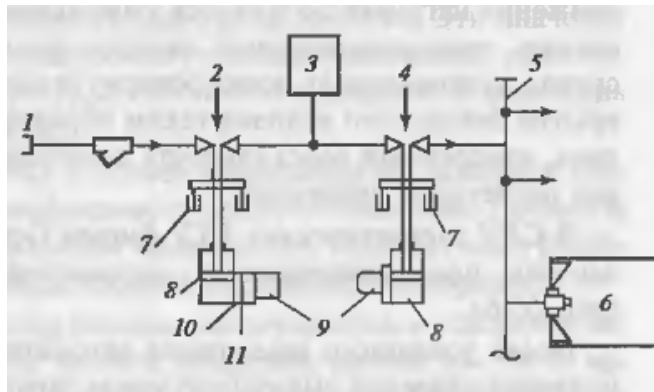


Рис. 1.15 – Система регулирования подачи газообразного топлива ГТУ (General Electric)

1 – подача топлива, 2 – стопорный клапан, 3 – регулятор подачи топлива, 4 – регулирующий клапан, 5 – кольцевой коллектор, 6 – камера сгорания, 7 – двухтопливный линейный дифференциальный преобразователь скорости, 8 – гидроцилиндр, 9 – клапан, 10 – гидравлическое реле, 11 – подача масла.

Клапан, регулирующий частоту вращения в зависимости от давления, действует как независимый стопорный клапан. Он оборудован встроенным размыкающим реле с гидравлическим приводом, которое может закрывать клапан независимо от управляющих сигналов, подаваемых на него. И стопорный, и регулирующий клапаны – это обратные клапаны с гидравлическим приводом, которые закрываются при потере сигнала по потоку либо по гидравлическому давлению. Распределение топлива между горелками в двухступенчатых КС осуществляется с помощью кольцевого коллектора. При этом тщательно контролируются проходные сечения топливных форсунок.

В САУ энергетических газотурбинных установок фирмы General Electric предусмотрена стандартная последовательность автоматического пуска (рис. 1.16).

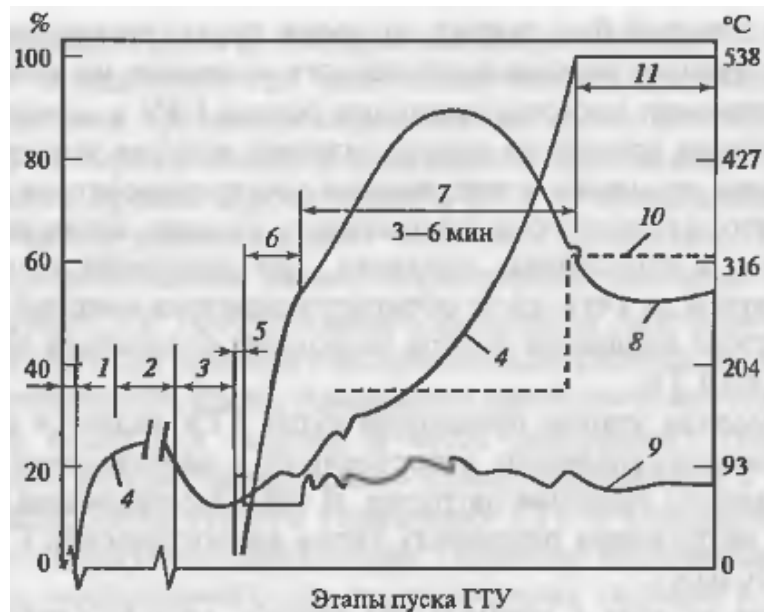


Рис. 1.16 – Пусковые характеристики энергетической ГТУ (General Electric)  
 1 – пуск вспомогательного оборудования и прогрев дизеля; 2 – продувка; 3 – вращение по инерции (в тех случаях, когда дизельный агрегат используется в качестве пускового устройства); 4 – частота вращения ротора ГТУ  $n$ , %; 5 – воспламенение топлива; 6 – прогрев проточной части ГТУ; 7 – ускорение ротора ГТУ; 8 – температура газов на входе в газовую турбину  $t_{нт}$ , °C; 9 – доля подачи топлива в КС ГТУ по сравнению с номинальным расходом, %; 10 – степень раскрытия ВНА, %; 11 – этап работы ГТУ на холостом ходу.

После успешного завершения автоматических проверок системы и установления давления смазочного масла запускается пусковое (стартерное) устройство. ГТУ простого цикла с направленным вверх выходом газов обычно не нуждаются в продувке газоходов перед зажиганием топлива, осуществляемым при достижении определенного значения частоты вращения ротора (25 – 30 % номинальной в зависимости от параметров окружающей среды). Если в течение 60 с после начала операции воспламенение топлива не проис-

ходит, то САУ автоматически запускает процедуру продувки газоходов, по окончании которой осуществляется попытка повторного зажигания.

В системах, утилизирующих теплоту выходных газов ГТУ в теплообменниках различной конструкции, имеются полости, в которых могут скапливаться горючие вещества. В таких случаях для обеспечения безопасной работы производят продувку газоходов. Необходимая частота вращения вала поддерживается постоянной в течение всего времени продувки, которое составляет 1 – 10 мин в зависимости от типа и конструкции теплообменников. После завершения продувки частота вращения ротора снижается до значений, необходимых для осуществления зажигания топлива. Эти значения выбираются для минимизации термической усталости газоходов, расположенных в области высоких температур, и обеспечения надежного зажигания и перекрестного воспламенения в КС.

Процедура зажигания заключается в подаче напряжения на запальные свечи и установке расхода топлива, необходимого для воспламенения. Процессы зажигания и перекрестного воспламенения завершают, когда датчики, расположенные на противоположной свечам стороне КС, фиксируют горение.

После завершения прогрева расход топлива увеличивается, и ускорение вала ГТУ возрастает. При достижении частоты вращения, равной 30 – 50 % номинальной, включается программа с заданным алгоритмом изменения частоты вращения: медленное увеличение вначале и резкое увеличение перед достижением рабочего значения. Такой характер изменения скорости вращения позволяет снизить термические напряжения, возникающие при пуске.

При частоте вращения, равной 40 – 90 % номинальной, крутящий момент газовой турбины возрастает настолько, что установка может работать без внешнего источника энергии. При частоте вращения, равной 80 – 90 % номинальной ВНА компрессора, который был закрыт во время пуска, рас-

крывается в положение, соответствующее номинальной частоте вращения на холостом ходу.

При приближении частоты вращения ротора ГТУ к номинальной запускается ступенчатая процедура синхронизации, которая заключается в согласовании частоты вращения и напряжения электрогенератора и энергосети и включении автоматического выключателя в момент, когда рассогласование фаз тока лежит в допустимых пределах. Для предотвращения отключения электрогенератора от сети из-за обратного перетока энергии в момент подключения частота вращения ротора не должна отличаться от частоты сети более чем на  $\pm 0,1$  Гц.

Заключительным этапом процедуры пуска ГТУ является автоматическое нагружение электрогенератора с постоянной и нарастающей частотой вращения до заданного значения нагрузки.

Отключение от сети в нормальном режиме осуществляется по команде оператора. Отмена команды на отключение возможна до тех пор, пока выключатель электрогенератора не разомкнут и падение частоты вращения вала не превышает 5 % номинальной. Процедура отключения ГТУ начинается с автоматической разгрузки энергоустановки. Соответствующее реле размыкает главный выключатель электрогенератора и устанавливает минимальный расход топлива, достаточный лишь для поддержания пламени. При снижении частоты вращения до 30 % номинальной происходит полное прекращение подачи топлива. Цель «горячего отключения» заключается в снижении термической усталости газопроводов, работающих в области высоких температур.

После прекращения подачи топлива вал энергетической ГТУ вращается по инерции с замедлением до включения валоповоротного устройства (ВПУ). Ротор должен вращаться определенное время для предотвращения его прогиба из-за неравномерного охлаждения, приводящего к вибрациям при последующих пусках. Время работы ВПУ и охлаждение ГТУ лежит в пределах 5 –

48 ч в зависимости от мощности установки. При необходимости процедура охлаждения может быть прервана для нового запуска.

Фирма General Electric в производимые ГТУ и ПГУ внедряет последнюю модификацию АСУ ТП «Mark VI». Применение цифровых систем позволяет повысить надежность АСУ ТП до 99,98 %, при этом среднее время устранения неисправностей менее 30 мин. Это позволяет уменьшить текущие издержки, сократить численность персонала, число отказов в работе.

Система автоматического управления одновальной энергетической ГТУ типа ГТЭ-180 (АО ЛМЗ, «Авиадвигатель», ВТИ) выполнена электрогидравлической. Она структурно разделена на электрическую часть системы регулирования, выполненную на базе микропроцессорной техники (ЭЧСР-М), и на гидравлическую часть (ГЧСР), работа которых взаимосвязана [66].

Система ЭЧСР-М управляет положением регулирующих топливных клапанов (РК) в различных режимах работы ГТУ. В своем составе она имеет следующие функциональные блоки:

- программные задатчики соответственно малого начального открытия РК, частоты вращения, текущего значения мощности, конечного значения мощности;
- измерители частоты вращения, температуры газов, запаса по помпажу;
- уставки технологических параметров;
- сумматоры сигналов;
- ограничители и селекторы каналов регулирования;
- регуляторы параметров;
- селекторы максимального и минимального сигналов.

В ГЧСР соответственно входят следующие системы:

1. Система управления частотой вращения ротора и активной мощности электрогенератора, работающая по сигналу ЭЧСР-М и воздействующая на электромеханический преобразователь (ПЭМ) изменением тока. Это



изменение преобразуется в перемещение штока ПЭМ и, следовательно, в перемещение золотника регулятора скорости, изменяющего расход масла.

2. Система топливоподачи. Основной гидравлической частью САУ является исполнительный двигатель привода кулачкового вала регулирующих клапанов газообразного и жидкого топлива. Наличие кулачков между исполнительным двигателем и клапанами позволяет осуществить их профилирование и получить необходимые коэффициенты усиления при регулировании при значительно меняющемся давлении топлива перед форсунками. В рассматриваемой ГЧСР есть особое дозирующее устройство – блок запорных клапанов на основе дроссельных шайб, с помощью которого распределяется расход топлива на начальном этапе пуска.

3. Система защиты от недопустимого повышения частоты вращения ротора ГТУ, позволяющая быстро прекратить подачу топлива к форсункам и остановить установку. Эта система обеспечивает также проверку работоспособности узлов защиты при работе ГТУ под нагрузкой.

4. Система антипомпажного регулирования, защищающая компрессора от недопустимого приближения к границе помпажа и открывающая антипомпажные клапаны в режимах пуска и останова ГТУ.

5. Система маслоснабжения САУ, предназначена для очистки масла от механических примесей, выделения воздуха из масла и подачи масла под давлением 2 МПа к узлам регулирования. Система используется также для кратковременного поддержания напорного давления масла в системе регулирования и при кратковременной потере питания собственных нужд ТЭЦ. Система маслоснабжения ГЧСР имеет два электронасоса переменного тока, один из которых резервный.

#### 1.4. Постановка задачи диссертационного исследования

Использование в когенерационных энергетических установках в качестве топлива несертифицированных и технологических горючих газов позволяет снизить затраты на топливо и энергоемкость выпускаемой продукции. Низкая популярность таких видов топлива объясняется тем, что характеристики несертифицированных топлив, в частности низшая теплота сгорания, носят переменный характер.

Целью данной диссертационной работы является разработка комплексной системы автоматического управления когенерационной энергетической установкой, которая позволит повысить экономичность работы указанной установки за счет учета возможных изменений качества топлива.

Достижение цели осуществляется решением последовательности таких научных задач:

- провести анализ схем регенерации тепла уходящих газов, с целью выбора наиболее экономичной;
- провести анализ современного состояния существующих САУ когенерационными энергетическими установками;
- усовершенствовать математическую модель когенерационной энергетической установки как объекта управления, учитывающую изменение качества топлива и включает в себя модель газотурбинной установки, утилизационных теплообменников теплоты отходящих газов и потребителя тепловой нагрузки;
- исследовать свойства когенерационной установки при наличии внутренних и внешних возмущений с точки зрения влияния их на показатели электрической и тепловой мощности установки, а также на частоту вращения электрогенератора;

- разработать САУ когенерационной энергетической установкой и провести сравнительный анализ разработанной САУ при использовании сигнала по производной от температуры газов перед турбиной и без него;
- оценить показатели работы когенерационной энергетической установки при изменении качества топлива;
- исследовать энергетические характеристики когенерационной установки при перераспределении потоков первичного и вторичного воздуха в ГТУ.

### 1.5. Выводы по первому разделу

Исходя из вышеприведенного анализа схем когенерации на базе ДВС, можно сделать вывод, что с точки зрения значения коэффициента использования топлива (93%) наиболее эффективной является схема КЭУ на базе газопоршневого двигателя и водогрейного котла. Надстройка конденсационных блоков когенерационными установками позволяет значительно повысить суммарный КПД схемы.

Однако в случае необходимости в электрической мощности свыше 5 МВт следует применять ГТУ, т.к. у поршневого двигателя материалозатраты на единицу электрической мощности становятся значительно больше и не сравнимы с затратами у ГТУ. К неоспоримым преимуществам ГТУ относятся малые габариты и удельная материалоемкость, отсутствие водяной системы охлаждения, значительный ресурс и единичная мощность установки.

Проведенные тепловые и экономические расчеты различных вариантов схем регенерации тепла уходящих газов позволили выявить наиболее экономичный вариант схемы, обеспечивающий снижение расхода топлива на 12,5 % и КПД когенерационной установки 91,22 %.

Анализ существующих САУ когенерационными энергетическими установками показал, что задача использования несертифицированных видов топлива является актуальной и требует проведения дополнительных исследований. Рассмотренные системы автоматического управления КЭУ не позволяют учитывать переменное значение низшей теплоты сгорания топлива и, следовательно, не могут обеспечить эффективную работу когенерационной установки.

Для разработки САУ когенерационной установкой, которая бы позволила учитывать изменение качества топлива необходимо усовершенствовать математическую модель динамики теплового двигателя (ГТУ) и исследовать его динамические характеристики с точки зрения воздействия возмущения по изменению низшей теплоты сгорания топлива.

## РАЗДЕЛ 2

### МОДЕЛИРОВАНИЕ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ КАК ОБЪЕКТА УПРАВЛЕНИЯ

Для выбора оптимальной по критериям экономичности системы управления когенерационной установкой при работе на несертифицированных видах газообразного топлива, а также в условиях воздействия внешних и внутренних возмущений, нужна комплексная математическая модель КЭУ [71].

На её основе могут быть составлены структурные схемы для моделирования статики и динамики КЭУ. Результаты моделирования позволят провести анализ статических и динамических свойств когенерационной энергетической установки и выявить наиболее эффективные каналы для осуществления регулирующих воздействий.

На основании полученных результатов моделирования будет сформирована схема управления когенерационной энергетической установкой, а также проведены варианты исследования схем регулирования мощности установки и схем стабилизации температуры рабочего тела с целью выбора оптимальной системы управления.

#### 2.1. Описание КЭУ как объекта управления

Для составления уравнений сохранения требуются детальные знания статических характеристик объекта регулирования и влияния на него различных параметров динамической системы. Прежде чем приступить к составлению уравнения какого-либо элемента динамической системы,

следует определить научно-методическую базу решаемой задачи и допущения, связанные с принятыми упрощениями математической модели. Для выбранной модели должны быть указаны границы ее применимости [72–74].

Аналитические методы определения характеристик объектов регулирования основаны на составлении их дифференциальных уравнений. Составление дифференциальных уравнений базируется на использовании основных физических законов: сохранения массы, энергии и количества движения. Как правило, таким путем удается получить нелинейное уравнение объекта, аналитическое решение которого в общем случае получить довольно сложно. Следующим шагом является линеаризация полученного уравнения. Линеаризация обычно проводится путем разложения нелинейных зависимостей в ряд Тейлора в окрестности исходного стационарного режима с сохранением только линейной части разложения и последующим вычитанием уравнений статики. Полученная таким образом линейная модель объекта справедлива лишь при малых отклонениях от исходного стационарного режима. Решение уравнений при ступенчатом или импульсном изменении входных величин позволяет получить соответственно переходные функции (кривые разгона) или импульсные временные характеристики объекта. Решение обычно проводят в области изображений Лапласа или Фурье. Таким образом, получают передаточные функции или амплитудно-фазовые характеристики [72,75].

Для составления уравнений типовых элементов систем регулирования когенерационных энергетических установок, применительно к решению задач устойчивости будем изучать малые колебания динамических систем около их положения равновесия. Этими уравнениями можно будет пользоваться и для описания переходных процессов, но лишь в пределах, ограниченных приблизительно линейными участками статических

характеристик элементов динамических систем [72]. Принципиальная схема когенерационной энергетической установки представлена на рис. 2.1.

Основными элементами схемы являются: газотурбинная установка (ГТУ), которая является тепловым двигателем КЭУ и включает в себя компрессор (К), газо-воздушный подогреватель (ГВП), камеру сгорания (КС), газовую турбину (Т) и электрогенератор (Г), котел-утилизатор (КУ), подогреватели отопления (ПО) и горячего водоснабжения (ПГВ), сетевой насос (Н) и коллектор (К1).

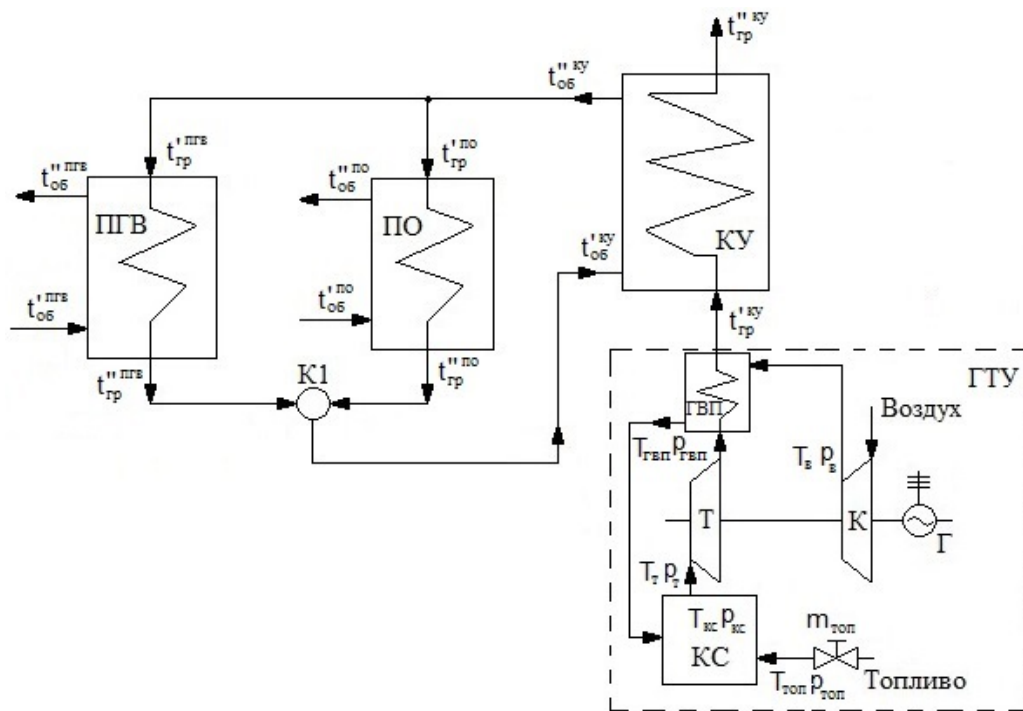


Рис. 2.1 – Принципиальная схема когенерационной энергетической установки

Газы от теплового двигателя (ГТУ) с температурой  $t'_{гр}{}^{ГВП}$  поступают в газо-воздушный подогреватель (ГВП), где нагревают воздух после компрессора до температуры  $t''_{в}{}^{ГВП}$ . После ГВП газы с температурой  $t'_{гр}{}^{КУ}$  поступают в котел-утилизатор (КУ), где отдают часть тепла теплоносителю, нагревая его до температуры  $t''_{об}{}^{КУ}$  ( $t_{2к}$ ), и с температурой  $t'_{гр}{}^{КУ}$  ( $t_5$ ) покидают его. Теплоноситель после КУ направляется в подогреватели отопления (ПО) и горячего во-

доснабжения (ПГВ), где нагревает воду из системы отопления и воду для нужд горячего водоснабжения соответственно. После чего через коллектор (К1) и сетевой насос (Н) теплоноситель возвращается обратно в котел-утилизатор.

Динамические свойства когенерационной энергетической установки, в общем случае, определяются ее аккумуляторами энергии [72]. Также на динамические свойства оказывают влияние потребители тепловой и электрической энергии и внешние неконтролируемые возмущения.

Для удобства изложения будем различать аккумуляторы тепловой энергии, к которым относятся все теплообменные аппараты, приведенные на схеме и камера сгорания. Аккумуляторы механической энергии, к которым относится ротор турбины, на котором находятся компрессор и электрический генератор. И материальные аккумуляторы, включающие газовые объемы между компрессором и камерой сгорания, камерой сгорания и турбиной, между распределительным органом топлива ( $m_{\text{топ}}$ ) и камерой сгорания и саму камеру сгорания.

В качестве потребителей тепловой и электрической энергии будем рассматривать жилищно-коммунальный сектор. Но в общем случае это могут быть и промышленные технологические установки. К внешним неконтролируемым возмущениям относятся изменения электрической и тепловой нагрузки, низшей теплоты сгорания топлива, а также изменение температуры окружающей среды.

Элементы схемы, представленной на рис. 2.1 рассматриваются как объекты с сосредоточенными параметрами. Допускается, что отвод тепла в окружающую среду отсутствует, давление среды во всех точках выделенных объемов одинаково  $p_2 = p_{\text{топ}} = p_3 = p$ , сосредоточенные параметры привязаны к конечной точке теплообменника, и изменением теплоемкостей  $c_p$  и коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_{\text{об}}$  и  $\alpha_{\text{тр}}$  можно пренебречь.



А также сохраняются все допущения, принятые в [72], которые будут указаны ниже по тексту.

## 2.2. Математическое описание элементов КЭУ

### 2.2.1. Уравнения динамики для аккумуляторов тепловой энергии

Расчетную схему теплообменного аппарата можно представить в следующем виде (рис. 2.2).

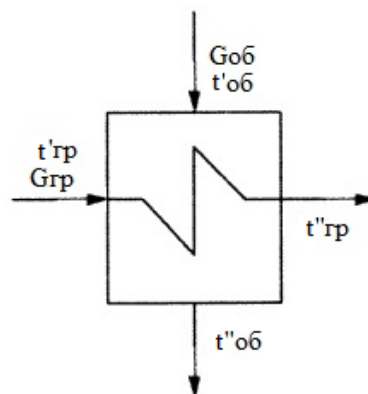


Рис. 2.2 – Расчетная схема теплообменного аппарата

Рассматриваемый теплообменник является трубчатым поверхностного типа. Горячие газы после газовой турбины поступает внутрь трубок и постепенно охлаждаются. Сетевая вода от котла-утилизатора поступает в межтрубное пространство и нагревается за счет теплоты уходящих газов, проходящих через трубки теплообменника. Теплоносители движутся по противоточной схеме.

Параметрическая схема газо-водяного теплообменника представлена на рис. 2.3. Согласно этой схеме температура сетевой воды на выходе теплообменника  $t''_{об}$  зависит от расхода газов  $G_{гр}$  и их начальной температуры  $t'_{гр}$ , а также расхода сетевой воды  $G_{об}$  и ее начальной температуры  $t'_{об}$ .

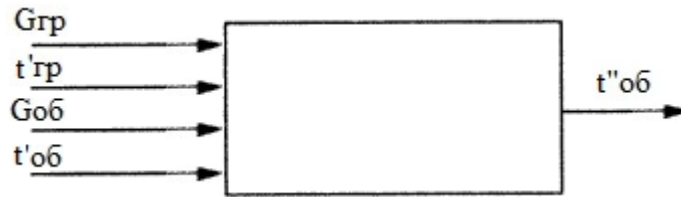


Рис. 2.3 – Параметрическая схема теплообменника

Следовательно, теплообменник представляет собой объект с распределенными параметрами. Динамические свойства подобных объектов описываются дифференциальными уравнениями в частных производных, на основании которых получаются трансцендентные передаточные функции, мало пригодные для инженерной практики [75].

Как уже выше упоминалось, мы будем рассматривать теплообменный аппарат, как объект с сосредоточенными параметрами. Таким образом, динамические свойства теплообменного аппарата характеризуются двумя тепловыми потоками: потоком нагреваемой среды и потоком греющей среды, а также на динамические свойства теплообменного аппарата оказывает влияние толщина и свойства металла стенки трубок теплообменника. Следовательно, для описания динамических свойств теплообменного аппарата требуется составить три уравнения теплового баланса: уравнение для греющей среды, нагреваемой среды и для металла стенки трубок теплообменника [75–78].

Индексами <sup>о</sup> обозначены значения параметров в установившемся режиме, а индексы ' и '' обозначают значения параметров на входе и выходе теплообменника соответственно.

#### Уравнение динамики для нагреваемой среды

Для теплового потока нагреваемой среды в установившемся режиме справедливо уравнение теплового баланса [76–78]:

$$Q'_{об} + Q_n^o - Q''_{об} = 0 \quad (2.1)$$

для неустановившегося режима уравнение (2.1) примет вид:

$$Q'_{об} + Q_H - Q''_{об} = M_{об} \frac{dI_{об}}{dt} \quad (2.2)$$

где  $I_{об}$  – энтальпия нагреваемой среды, ( $I_{об} = c''_{p_{об}} \cdot t''_{об}$ ) кДж/кг;

$Q'_{об}, Q''_{об}$  – тепловые потоки нагреваемой среды в установившемся режиме на входе и выходе теплообменника соответственно, кВт;

$Q_H$  – количество тепла, полученное потоком нагреваемой среды от стенки трубки теплообменника, кВт;

$M_{об}$  – масса нагреваемой среды в теплообменнике, кг.

После известных преобразований получаем дифференциальное уравнение, описывающее изменение теплового потока нагреваемой среды [76–78]:

$$C \frac{d\Delta t''_{об}}{dt} + \Delta t''_{об} = c_1 \Delta m_{об} + c_2 \Delta t'_{об} + c_3 \Delta t_{ст}, \quad (2.3)$$

$$\text{где } \Delta G_{об} = \frac{\partial G_{об}}{\partial m_{об}} \Delta m_{об}; \quad C = \frac{M_{об} c''_{p_{об}}}{\frac{\partial Q''_{об}}{\partial t''_{об}} - \frac{\partial Q_H}{\partial t''_{об}}}; \quad c_1 = \frac{\frac{\partial Q'_{об}}{\partial G_{об}} \frac{\partial G_{об}}{\partial m_{об}}}{\frac{\partial Q''_{об}}{\partial t''_{об}} - \frac{\partial Q_H}{\partial t''_{об}}}; \quad c_2 = \frac{\frac{\partial Q'_{об}}{\partial t'_{об}} + \frac{\partial Q_H}{\partial t'_{об}}}{\frac{\partial Q''_{об}}{\partial t''_{об}} - \frac{\partial Q_H}{\partial t''_{об}}};$$

$$c_3 = \frac{\frac{\partial Q_H}{\partial t_{ст}}}{\frac{\partial Q''_{об}}{\partial t''_{об}} - \frac{\partial Q_H}{\partial t''_{об}}}.$$

Частные производные коэффициентов определяются из зависимостей для определения тепловых потоков нагреваемой среды:

$$\left. \begin{aligned} Q'_{об} &= G_{об} \cdot c'_{p_{об}} \cdot t'_{об} \\ Q''_{об} &= G_{об} \cdot c''_{p_{об}} \cdot t''_{об} \\ Q_H &= \alpha_{об} \cdot F_{об} \cdot (t_{ст} - \overline{t_{об}}) \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

где  $t_{ст}$  – температура стенки трубки теплообменника, °С;

$\overline{t_{об}}$  – средняя температура нагреваемой среды ( $\overline{t_{об}} = 0,5 \cdot (t'_{об} + t''_{об})$ ), °С;

$G_{об}$  – расход нагреваемой среды через теплообменник, кг/с;

$F_{об}$  – поверхность теплообмена со стороны нагреваемой среды, м<sup>2</sup>;

$\alpha_{об}$  – коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к нагреваемой среде, кДж/(м<sup>2</sup>·°C).

### Уравнение динамики для греющей среды

Для теплового потока греющей среды в установившемся режиме справедливо уравнение теплового баланса в виде [76–78]:

$$Q'_{гр} - Q''_{гр} - Q^o_{вн} = 0 \quad (2.5)$$

для переходного режима уравнение (2.5) примет вид:

$$Q'_{гр} - Q''_{гр} - Q_{вн} = M_{гр} \frac{dI_{гр}}{dt} \quad (2.6)$$

где  $I_{гр}$  – энтальпия греющей среды, ( $I_{гр} = c''_{гр} \cdot t''_{гр}$ ), кДж/кг;

$Q'_{гр}, Q''_{гр}$  – тепловые потоки греющей среды в установившемся режиме на входе и выходе теплообменника соответственно, кВт;

$Q^o_{вн}$  – количество тепла, переданное греющей средой стенке трубки теплообменника в установившемся режиме, кВт;

$M_{гр}$  – масса греющей среды в теплообменнике, кг.

После преобразований получим дифференциальное уравнение, описывающее изменение теплового потока греющей среды в виде [76–78]:

$$H \frac{d\Delta t''_{гр}}{dt} + \Delta t''_{гр} = h_1 \Delta m_{гр} + h_2 \Delta t'_{гр} - h_3 \Delta t_{ст} \quad (2.7)$$

где  $\Delta G_{гр} = \frac{\partial G_{гр}}{\partial m_{гр}} \Delta m_{гр}$ ;  $H = \frac{M_{гр} \cdot c''_{гр}}{\frac{\partial Q''_{гр}}{\partial t''_{гр}} + \frac{\partial Q_{вн}}{\partial t''_{гр}}}$ ;  $h_1 = \frac{\frac{\partial Q'_{гр}}{\partial G_{гр}} \frac{\partial G_{гр}}{\partial m_{гр}}}{\frac{\partial Q''_{гр}}{\partial t''_{гр}} + \frac{\partial Q_{вн}}{\partial t''_{гр}}}$ ;  $h_2 = \frac{\frac{\partial Q'_{гр}}{\partial t'_{гр}} - \frac{\partial Q_{вн}}{\partial t'_{гр}}}{\frac{\partial Q''_{гр}}{\partial t''_{гр}} + \frac{\partial Q_{вн}}{\partial t''_{гр}}}$ ;

$$h_3 = \frac{\frac{\partial Q_{вн}}{\partial t_{ст}}}{\frac{\partial Q''_{гр}}{\partial t''_{гр}} + \frac{\partial Q_{вн}}{\partial t''_{гр}}}$$

Частные производные коэффициентов дифференциального уравнения определяются из уравнений для определения тепловых потоков греющей:

$$\left. \begin{aligned} Q'_{\text{гр}} &= G_{\text{гр}} \cdot c'_{p_{\text{гр}}} \cdot t'_{\text{гр}} \\ Q''_{\text{гр}} &= G_{\text{гр}} \cdot c''_{p_{\text{гр}}} \cdot t''_{\text{гр}} \\ Q_{\text{вн}} &= \alpha_{\text{гр}} \cdot F_{\text{гр}} \cdot (\overline{t_{\text{гр}}} - t_{\text{ст}}) \end{aligned} \right\} \quad (2.8)$$

где  $\overline{t_{\text{гр}}}$  – средняя температура греющей среды ( $\overline{t_{\text{гр}}} = 0,5 \cdot (t'_{\text{гр}} + t''_{\text{гр}})$ ), °C;

$G_{\text{гр}}$  – расход греющей среды через теплообменник, кг/с;

$F_{\text{гр}}$  – поверхность теплообмена со стороны греющей среды, м<sup>2</sup>;

$\alpha_{\text{гр}}$  – коэффициент теплоотдачи от греющей среды к стенке трубки теплообменника, кДж/(м<sup>2</sup>·°C).

#### Уравнение динамики для металла стенки

Для металла стенки труб теплообменника в установившемся режиме справедливо уравнение теплового баланса в виде [76–78]:

$$Q_{\text{вн}}^{\circ} - Q_{\text{н}}^{\circ} = 0 \quad (2.9)$$

для переходного режима уравнение (2.9) примет вид:

$$Q_{\text{вн}} - Q_{\text{н}} = M_{\text{м}} \frac{dI_{\text{м}}}{dt} \quad (2.10)$$

где  $I_{\text{м}}$  – энтальпия металла стенок труб теплообменника ( $I_{\text{м}} = c_{p_{\text{м}}} \cdot t_{\text{ст}}$ ), кДж/кг;

$M_{\text{м}}$  – масса металла труб теплообменника, кг.

После преобразований получим дифференциальное уравнение, описывающее изменение теплового потока через стенку трубки теплообменника [76–78]:

$$R \frac{d\Delta t_{\text{ст}}}{dt} + \Delta t_{\text{ст}} = r_1 \Delta t'_{\text{гр}} + r_2 \Delta t''_{\text{гр}} - r_3 \Delta t'_{\text{об}} - r_4 \Delta t''_{\text{об}} \quad (2.11)$$

$$\text{где } R = \frac{M_m c_{p_m}}{\frac{\partial Q_H}{\partial t_{ct}} - \frac{\partial Q_{BH}}{\partial t_{ct}}}; \quad r_1 = \frac{\frac{\partial Q_{BH}}{\partial t'_{гр}}}{\frac{\partial Q_H}{\partial t_{ct}} - \frac{\partial Q_{BH}}{\partial t_{ct}}}; \quad r_2 = \frac{\frac{\partial Q_{BH}}{\partial t''_{гр}}}{\frac{\partial Q_H}{\partial t_{ct}} - \frac{\partial Q_{BH}}{\partial t_{ct}}}; \quad r_3 = \frac{\frac{\partial Q_H}{\partial t'_{об}}}{\frac{\partial Q_H}{\partial t_{ct}} - \frac{\partial Q_{BH}}{\partial t_{ct}}};$$

$$r_4 = \frac{\frac{\partial Q_H}{\partial t''_{об}}}{\frac{\partial Q_H}{\partial t_{ct}} - \frac{\partial Q_{BH}}{\partial t_{ct}}}.$$

Частные производные определяются из соотношений (2.12) для количества тепла, переданного стенке трубки теплообменника потоком греющей среды ( $Q_{BH}$ ) и количества тепла, переданного нагреваемой среде от стенки трубки теплообменника ( $Q_H$ ):

$$\left. \begin{aligned} Q_{BH} &= \alpha_{гр} \cdot F_{гр} (\overline{t_{гр}} - t_{ct}) \\ Q_H &= \alpha_{об} \cdot F_{об} (t_{ct} - \overline{t_{об}}) \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

Таким образом, динамические свойства теплообменного аппарата описываются системой из трех уравнений (2.3), (2.7) и (2.11).

Структурная схема модели теплообменного аппарата (ТА) имеет вид (рис.2.4).

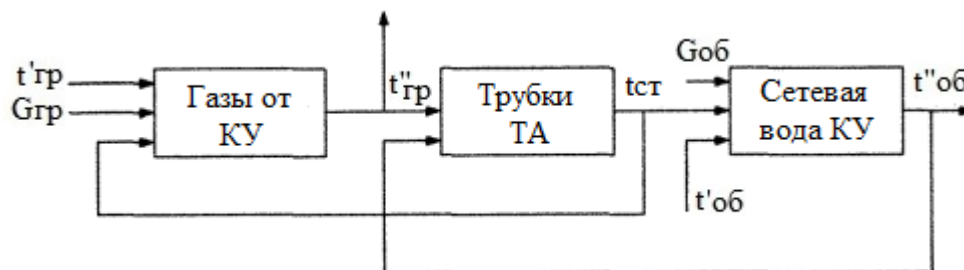


Рис. 2.4 – Структурная схема модели теплообменного аппарата

### Уравнение динамики для камеры сгорания

Воздух в камеру сгорания поступает из компрессора при давлении  $p_b$  и температуре  $t_b$ . От сжигания топлива в количестве  $G_{топ}$  весь газ подогревается до температуры  $t_r$ .

Для организации горения в камере требуются неравномерные поля температур и давлений. В то время как перед турбиной температура газов строго ограничена, в очаге горения – она должна быть очень высокой. К очагу горения направляется лишь часть поступающего из компрессора воздуха – *первичного воздуха*. Остальной воздух – *вторичный* – подводится в смеситель, расположенный за зоной горения [72,79].

Для процесса горения имеет значение запаздывание зажигания. В первой зоне горения частицы топлива нагреваются и испаряются. Одновременно протекают процессы окисления. Затем происходит медленное окисление паров топлива, предшествующее зажиганию и горению. Для завершения этих процессов требуется время. Время пробега частиц газа от места поступления топлива до входа их в турбину определяет запаздывание  $\tau$  [72,79].

Однако при встроенных камерах сгорания, когда объем камеры сгорания небольшой и на пути продуктов сгорания отсутствуют соединительные трубопроводы, путь частиц газа от очага горения до рабочего колеса турбины невелик и составляет доли секунды. Поэтому такое время  $\tau$  при большой инерции ротора позволяет не принимать во внимание эффект запаздывания. Однако запаздывание может оказаться существенным, если регулирующий топливный клапан расположен на значительном расстоянии от камеры сгорания или в случае большой емкости между клапаном и камерой сгорания по сравнению с расходом топлива [72].

Расчеты показывают, что аккумулированная теплота в металле камеры сгорания имеет второстепенное значение и мало влияет на динамику регулирования [72].

Таким образом, с учетом указанных допущений параметры газа в камере сгорания будут сосредоточенными, причем температура и давление на выходе из камеры сгорания будут устанавливаться практически мгновенно в зависимости от хода клапана [72,79–83].

В данной модели при постоянной частоте вращения ротора ( $\omega = \text{const}$ ) изменение расходов воздуха компрессором  $\Delta G_{\text{в}}$  и газа турбиной  $\Delta G_{\text{т}}$  происходит синхронно с подачей топлива  $\Delta G_{\text{топ}}$ . Расходы связаны уравнением  $\Delta G_{\text{в}} + \Delta G_{\text{топ}} = \Delta G_{\text{т}}$ .

Топливная составляющая играет значительную роль, если ГТУ работает на газообразном топливе с невысокой теплотой сгорания [72]. Следовательно, значение низшей теплоты сгорания топлива будет оказывать существенное влияние на количество тепла, выделяющегося в камере сгорания при сжигании топлива.

Исходя из вышесказанного, следует, что существующую математическую модель для камеры сгорания ГТУ следует усовершенствовать таким образом, чтобы нейтрализовать влияние возмущения по изменению низшей теплоты сгорания топлива. Такая коррекция математической модели даст возможность разработать САУ когенерационной энергетической установкой, позволяющую использовать несертифицированные виды топлив.

В качестве независимых переменных, определяющих состояние газа в камере, примем давление в ней  $p_{\text{г}}$  и температуру  $t_{\text{г}}$ . Температура газов на выходе камеры сгорания характеризуется тремя тепловыми потоками: количеством тепла, поступающим с потоком воздуха  $Q_{\text{в}}$ , количеством тепла, поступающим с топливом  $Q_{\text{топ}}$  и количеством тепла, выделившемся в камере сгорания в процессе сгорания топлива  $Q_{\text{кс}}$ .

Исходя из этого уравнение теплового баланса для установившегося режима будет иметь вид [80,81]:

$$Q_{\text{в}}^{\circ} + Q_{\text{топ}}^{\circ} + Q_{\text{кс}}^{\circ} - Q_{\text{г}}^{\circ} = 0 \quad (2.13)$$

Для переходного режима уравнение (2.13) примет вид:

$$Q_{\text{в}} + Q_{\text{топ}} + Q_{\text{кс}} - Q_{\text{г}} = M_{\text{г}} \frac{\partial I_{\text{г}}}{\partial t} \quad (2.14)$$



где  $Q_B, Q_{\text{топ}}$  – тепловые потоки, поступающие в камеру сгорания с воздухом и топливом соответственно, кВт;

$Q_{\text{кс}}$  – количество тепла, выделяющееся в камере сгорания при сгорании топлива, кВт;

$Q_{\Gamma}$  – количество тепла, уходящее с газами (продуктами сгорания) в турбину, кВт;

$M_{\Gamma}$  – масса газов в камере сгорания, кг;

$I_{\Gamma}$  – энтальпия газов на выходе камеры сгорания,  $I_{\Gamma} = c_{p\Gamma} t_{\Gamma}$ , кДж/кг.

После известных преобразований получим дифференциальное уравнение, описывающее динамику изменения температуры газов в камере сгорания [80,81]:

$$A \frac{\partial \Delta t_{\Gamma}}{\partial t} + \Delta t_{\Gamma} = a_1 \Delta \omega + a_2 \Delta m_{\text{топ}} + a_3 \Delta t_B + a_4 \Delta t_{\text{топ}} + a_5 \Delta Q_H^p \quad (2.15)$$

$$\text{где } A = \frac{M_{\Gamma} c_{p\Gamma}}{\frac{\partial Q_{\Gamma}}{\partial t_{\Gamma}}}; \quad a_1 = \frac{\frac{\partial Q_B}{\partial G_B} - \frac{\partial Q_{\Gamma}}{\partial G_B}}{\frac{\partial Q_{\Gamma}}{\partial \omega}}; \quad a_2 = \frac{\frac{\partial Q_{\text{топ}}}{\partial G_{\text{топ}}} + \frac{\partial Q_{\text{кс}}}{\partial G_{\text{топ}}} - \frac{\partial Q_{\Gamma}}{\partial G_{\text{топ}}}}{\frac{\partial Q_{\Gamma}}{\partial m_{\text{топ}}}}; \quad a_3 = \frac{\frac{\partial Q_B}{\partial t_B}}{\frac{\partial Q_{\Gamma}}{\partial t_{\Gamma}}};$$

$$a_4 = \frac{\frac{\partial Q_{\text{топ}}}{\partial t_{\text{топ}}}}{\frac{\partial Q_{\Gamma}}{\partial t_{\Gamma}}}; \quad a_5 = \frac{\frac{\partial Q_{\text{кс}}}{\partial Q_H^p}}{\frac{\partial Q_{\Gamma}}{\partial t_{\Gamma}}}.$$

Частные производные определяются из выражений для тепловых потоков:

$$\left. \begin{aligned} Q_B &= G_B c_{pB} t_B \\ Q_{\text{топ}} &= G_{\text{топ}} c_{p\text{топ}} t_{\text{топ}} \\ Q_{\text{кс}} &= G_{\text{топ}} Q_H^p \eta_{\text{кс}} \\ Q_{\Gamma} &= G_{\Gamma} c_{p\Gamma} t_{\Gamma} \end{aligned} \right\} \quad (2.16)$$

где  $G_B$  – расход воздуха, поступающего в камеру сгорания, кг/с;

$G_{\text{топ}}$  – расход топлива, поступающего в камеру сгорания, кг/с;

$G_{\Gamma}$  – расход газов на выходе камеры сгорания, кг/с;

$c_{pв}, c_{pтоп}, c_{pг}$  – теплоемкости воздуха, топлива и газов на выходе камеры сгорания соответственно, кДж/(кг °С);

$Q_n^p$  – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$\eta_{кс}$  – КПД камеры сгорания;

$t_в, t_{топ}, t_г$  – температуры воздуха, топлива и газов на выходе камеры сгорания соответственно, °С.

### 2.2.2. Уравнения динамики для аккумуляторов механической энергии

Современные газотурбинные установки представляют собой сложные нелинейные динамические системы с взаимным влиянием газодинамических и теплофизических процессов, которые протекают в их узлах. Эти процессы обычно нестационарные по времени и условиям эксплуатации, а для отдельных конструктивных схем имеют переменную структуру. Функционирование ГТУ происходит при постоянном действии внутренних и внешних возмущений, а иногда практически на переходных режимах [71].

Рассматривая турбину как объект регулирования, будем иметь в виду ее вращающиеся массы – ротор, на который действуют силы от потока рабочего тела, и распределительные органы (клапаны, форсунки), с помощью которых можно изменять эти силы в определенных пределах. Характеристики распределительных органов могут быть весьма разнообразны в зависимости от типа машины, для которой эта установка служит в качестве привода (электрический генератор, компрессор и др.) [72,80,81].

Схема одновальной газотурбинной установки (ГТУ), работающей по регенеративному циклу, представлена на рис. 2.5.

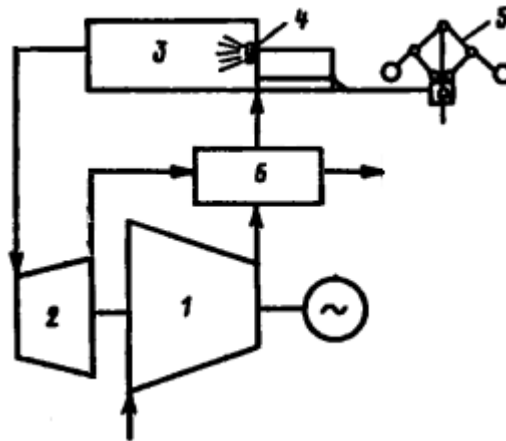


Рис. 2.5 – Схема одновальной ГТУ с регенератором

1 – компрессор; 2 – газовая турбина; 3 – камера сгорания; 4 – клапан подачи топлива; 5 – регулятор частоты вращения.

Газовая турбина вращает осевой компрессор, который входит в состав газотурбинной установки, и электрический генератор, расположенный на том же валу. На ротор со стороны газовой турбины действуют силы, создающие вращающий момент. А со стороны генератора и компрессора действуют моменты сопротивления.

Параметрическую схему для ротора газотурбинной установки можно представить в таком виде (рис. 2.6).

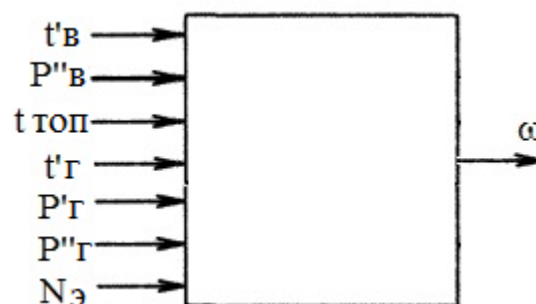


Рис. 2.6 – Параметрическая схема ротора ГТУ

Температура газов  $t'_г$  перед турбиной – наиболее сильный фактор, который определяет полезную работу газовой турбины. Частота  $\omega$  в рассматриваемой схеме меняется сравнительно мало (в пределах коэффициента не-

равномерности), и главное изменение вращающего момента происходит под влиянием отклонения в расходе топлива  $\Delta G_{\text{топ}}$ . Его же величина зависит от положения  $m$  топливного клапана  $G_{\text{топ}} = f(m)$ . Расход топлива определяется по статической характеристике топливного клапана в зависимости от частоты вращения. Вместе с расходом топлива изменяются (при малых емкостях почти мгновенно) температура газов  $t'_r$  и давление  $p'_r$ , которые определяют расход рабочего тела (газов) и вращающий момент [71,72].

В соответствии с теоремой моментов количества движения, если момент движущих сил и момент сопротивления не равны, то их разность вызывает изменение скорости вращения ротора [72,75].

Для механических аккумуляторов согласно теореме моментов количества движения уравнение для установившегося режима будет иметь вид [72,80–83]:

$$M_{\text{дв}}^{\circ} - M_{\text{с}}^{\circ} = 0 \quad (2.17)$$

для неустановившегося режима уравнение (2.17) примет вид:

$$M_{\text{дв}} - M_{\text{с}} = J \frac{d\omega}{dt} \quad (2.18)$$

где  $M_{\text{дв}}$  – момент движущих сил на лопатках турбины, Вт·с;

$M_{\text{с}}$  – момент сил сопротивления, Вт·с;

$J$  – момент инерции ротора турбины совместно с компрессором и генератором, кг·м<sup>2</sup>;

$\omega$  – угловая скорость вращения ротора, с<sup>-1</sup>.

Поскольку при исследовании динамических характеристик рассматриваются малые отклонения режимов работы ГТУ, изменениями КПД турбомашин и физических свойств рабочих тел можно пренебречь и при выводе уравнений динамики считать их постоянными [82].

Момент движущей силы  $M_{\text{дв}}$  определяется моментом движущей силы турбины  $M_{\text{т}}$ , а момент сил сопротивления  $M_{\text{с}}$  – моментом компрессора  $M_{\text{к}}$  и генератора  $M_{\text{г}}$ :

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{т}}; M_{\text{с}} = M_{\text{к}} + M_{\text{г}} \quad (2.19)$$

Вращающий момент газовой турбины зависит от начальных параметров газов, выходящих из камеры сгорания (температуры  $t'_r$  и давления  $p'_r$ ), от противодействия  $p''_r$  и от частоты вращения  $\omega$ . Момент компрессора зависит от температуры воздуха на входе  $t'_b$ , его давления на входе  $p'_b$  и выходе  $p''_b$  и частоты вращения  $\omega$  ротора турбины. А вращающий момент электрического генератора зависит от изменения электрической нагрузки  $N_g$  и частоты вращения ротора.

Учитывая все сказанное все рассмотренные моменты можно представить в виде функций:

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{т}} &= f_1(p'_r, p''_r, t'_r, \omega) \\ M_{\text{к}} &= f_2(p'_b, p''_b, t'_b, \omega) \\ M_{\text{г}} &= f_3(N_g, \omega) \end{aligned} \right\} \quad (2.20)$$

где  $p', p''$  – давление рабочего тела на входе и выходе соответственно турбины и компрессора МПа;

$t'$  – температура рабочего тела соответственно на входе турбины и компрессора, °С;

$N_g$  – электрическая нагрузка генератора, Вт.

После известных преобразований получим дифференциальное уравнение описывающие динамику ротора турбины в виде [72,80–83]:

$$B \frac{d\Delta\omega}{dt} + \Delta\omega = b_1 \Delta p'_r + b_2 \Delta p''_r + b_3 \Delta t'_r - b_4 \Delta p'_b - b_5 \Delta p''_b - b_6 \Delta t'_b - b_7 \Delta N_g \quad (2.21)$$

$$\begin{aligned}
 \text{где } \frac{\partial M_c}{\partial \omega} &= \frac{\partial M_k}{\partial \omega} + \frac{\partial M_\Gamma}{\partial \omega}; & \frac{\partial M_{дв}}{\partial \omega} &= \frac{\partial M_\Gamma}{\partial \omega}; & B &= \frac{J}{\frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{дв}}{\partial \omega}}; & b_1 &= \frac{\frac{\partial M_\Gamma}{\partial p'_\Gamma}}{\frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{дв}}{\partial \omega}}; \\
 b_2 &= \frac{\frac{\partial M_\Gamma}{\partial p''_\Gamma}}{\frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{дв}}{\partial \omega}}; & b_3 &= \frac{\frac{\partial M_\Gamma}{\partial t'_\Gamma}}{\frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{дв}}{\partial \omega}}; & b_4 &= \frac{\frac{\partial M_k}{\partial p'_B}}{\frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{дв}}{\partial \omega}}; & b_5 &= \frac{\frac{\partial M_k}{\partial p''_B}}{\frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{дв}}{\partial \omega}}; \\
 b_6 &= \frac{\frac{\partial M_k}{\partial t'_B}}{\frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{дв}}{\partial \omega}}; & b_7 &= \frac{\frac{\partial M_\Gamma}{\partial N_\text{э}}}{\frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M_{дв}}{\partial \omega}}.
 \end{aligned}$$

Частные производные определяются из выражений:

$$\left. \begin{aligned}
 M_\Gamma &= \frac{G_\Gamma \cdot H_\Gamma \cdot \eta_\Gamma}{\omega} \\
 M_k &= \frac{G_B \cdot H_k}{\omega \cdot \eta_k} \\
 \frac{\partial M_\Gamma}{\partial \omega} &= \frac{M_\Gamma^0}{\omega^0}; M_\Gamma^0 = \frac{N_\text{э}^0}{\omega^0}
 \end{aligned} \right\} \quad (2.22)$$

где расход рабочей среды определяется по формуле Стодолы:

$$G_\Gamma = G_\Gamma^0 \sqrt{\frac{p_{\text{вх}}^2 - p_{\text{вых}}^2}{(p_{\text{вх}}^0)^2 - (p_{\text{вых}}^0)^2}} \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{вх}}^0}{T_{\text{вх}}}} \quad (2.23)$$

а также по статическим характеристикам компрессора.

### 2.2.3. Уравнения динамики для аккумуляторов материальной энергии

В газотурбинных установках на пути рабочего тела имеются трубы, патрубки и теплообменные аппараты. Такие элементы часто представляют собой аккумуляторы энергии, влияющие в той или иной мере на процесс регулирования. При исследовании процессов в газовых объемах необходимо различать два случая: адиабатный процесс и процесс с теплообменом [72].

Будем рассматривать емкости газовых объемов между компрессором (К) и камерой сгорания (КС), между распределительным органом подачи топлива ( $m_{\text{топ}}$ ) и камерой сгорания, газовый объем самой камеры сгорания и газовый объем между камерой сгорания и турбиной (Т) в которых протекает процесс с теплообменом при давлении  $p$  (рис. 2.7).

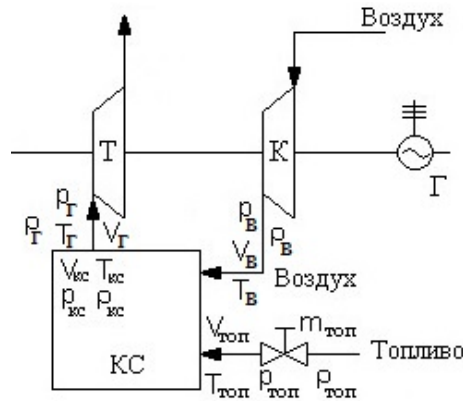


Рис. 2.7 – Расчетная схема газовых объемов ГТУ

Подвод тепла извне или отвод его вовне может коренным образом менять состояние рабочего тела и тем самым влиять на процесс регулирования. При этом процесс нельзя считать баротропным (когда плотность – функция только давления) [72,80].

Для установившегося режима уравнение сохранения массы в выделенных объемах будет иметь вид:

$$G_{\text{в}}^{\circ} + G_{\text{топ}}^{\circ} - G_{\text{г}}^{\circ} = 0 \quad (2.24)$$

Для переходного режима:

$$G_{\text{в}} + G_{\text{топ}} - G_{\text{г}} = V_{\text{в}} \frac{\partial \rho_{\text{в}}}{\partial t} + V_{\text{топ}} \frac{\partial \rho_{\text{топ}}}{\partial t} + V_{\text{кс}} \frac{\partial \rho_{\text{кс}}}{\partial t} + V_{\text{г}} \frac{\partial \rho_{\text{г}}}{\partial t} \quad (2.25)$$

где  $V_{\text{в}}$  – газовый объем между компрессором и камерой сгорания,  $\text{м}^3$ ;

$V_{\text{топ}}$  – газовый объем между распределительным органом и камерой сгорания,  $\text{м}^3$ ;

$V_{\text{кс}}$  – газовый объем камеры сгорания,  $\text{м}^3$ ;

$V_{\text{г}}$  – газовый объем между камерой сгорания и турбиной,  $\text{м}^3$ ;

$G_b$  – расход воздуха через компрессор, м<sup>3</sup>/с;

$G_{\text{топ}}$  – расход топлива, м<sup>3</sup>/с;

$G_r$  – расход газов через турбину, м<sup>3</sup>/с.

Связь между параметрами газа в выделенных объемах устанавливается уравнением Клапейрона-Менделеева:

$$p\rho^{-1} = RT \quad (2.26)$$

Будем считать, что в объемах  $V_b$ ,  $V_{\text{топ}}$  и  $V_r$  состояние газа изменяется изотермически, как в изолированном трубопроводе. Исходя из этого и уравнения (2.26) можно записать в виде [80,81]:

$$\frac{\partial \rho_b}{\partial t} = \frac{1}{RT_b^0} \frac{\partial p}{\partial t}, \quad \frac{\partial \rho_{\text{топ}}}{\partial t} = \frac{1}{RT_{\text{топ}}^0} \frac{\partial p}{\partial t}, \quad \frac{\partial \rho_r}{\partial t} = \frac{1}{RT_r^0} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (2.27)$$

В объеме  $V_{\text{кc}}$ , процесс протекает с теплообменом, т.е. нельзя считать плотность функцией только давления. Следовательно, изменение плотности в камере сгорания будет описываться уравнением:

$$\frac{\partial \rho_{\text{кc}}}{\partial t} = \frac{1}{RT_{\text{кc}}^0} \frac{\partial p}{\partial t} - \frac{p}{RT_{\text{кc}}^0{}^2} \frac{\partial T_{\text{кc}}}{\partial t} \quad (2.28)$$

Расходы  $G_b$  и  $G_r$  представим как функции давления и температуры в объеме, а также частоты вращения  $\omega$  ротора компрессора и турбины. Расход топлива  $G_{\text{топ}}$  зависит только от положения распределительного органа. Влияние на расход  $G_b$  температуры перед турбиной сказывается через изменение давления. Влияние частоты вращения на расход газа турбиной невелико, и можно принять  $\frac{\partial G_r}{\partial \omega} \Delta \omega = 0$ .

Далее после проведения известных преобразований получим дифференциальное уравнение описывающее изменение параметров газа в выделенных объемах [80,81]:

$$T_p \frac{\partial \Delta p}{\partial t} + \Delta p = T_T \frac{\partial T_{\text{кc}}}{\partial t} - k_T \Delta T_{\text{кc}} + k_m \Delta m_{\text{топ}} + k_\omega \Delta \omega \quad (2.29)$$



$$\text{где } T_p = \frac{M_B + M_{\text{топ}} + M_{\text{кк}} + M_{\Gamma}}{\frac{\partial G_{\Gamma}}{\partial p} - \frac{\partial G_B}{\partial p}}; \quad T_T = \frac{\frac{V_{\text{кк}} p}{RT_{\text{кк}}^2}}{\frac{\partial G_{\Gamma}}{\partial p} - \frac{\partial G_B}{\partial p}}; \quad k_T = \frac{\frac{\partial G_{\Gamma}}{\partial p}}{\frac{\partial G_{\Gamma}}{\partial p} - \frac{\partial G_B}{\partial p}}; \quad k_m = \frac{\frac{\partial G_{\text{топ}}}{\partial p}}{\frac{\partial G_{\Gamma}}{\partial p} - \frac{\partial G_B}{\partial p}};$$

$$k_{\omega} = \frac{\frac{\partial G_B}{\partial \omega}}{\frac{\partial G_{\Gamma}}{\partial p} - \frac{\partial G_B}{\partial p}}.$$

### 2.3. Анализ динамики когенерационной энергетической установки

Таким образом, система дифференциальных уравнений, описывающая динамические свойства элементов когенерационной энергетической установки, включает пятнадцать дифференциальных уравнений: двенадцать уравнений для тепловых аккумуляторов когенерационной энергетической установки, одно для камеры сгорания, одно для ротора турбины и одно для газовых объемов.

Данные дифференциальные уравнения, получены в общем виде и не могут быть использованы для моделирования. Также для более полного описания свойств КЭУ полученную систему уравнений следует дополнить алгебраическими уравнениями связи: для определения температуры воздуха после компрессора и температуры газов после турбины, а также для определения значений температур после коллектора и насоса.

$$\begin{aligned}
C^{\text{ГВП}} \frac{d\Delta t_{\text{об}}''^{\text{ГВП}}}{dt} + \Delta t_{\text{об}}''^{\text{ГВП}} &= c_1^{\text{ГВП}} \Delta m_{\text{об}}^{\text{ГВП}} + c_2^{\text{ГВП}} \Delta t_{\text{об}}'{}^{\text{ГВП}} + c_3^{\text{ГВП}} \Delta t_{\text{ст}}^{\text{ГВП}} \\
H^{\text{ГВП}} \frac{d\Delta t_{\text{гр}}''^{\text{ГВП}}}{dt} + \Delta t_{\text{гр}}''^{\text{ГВП}} &= h_1^{\text{ГВП}} \Delta m_{\text{гр}}^{\text{ГВП}} + h_2^{\text{ГВП}} \Delta t_{\text{гр}}'{}^{\text{ГВП}} - h_3^{\text{ГВП}} \Delta t_{\text{ст}}^{\text{ГВП}} \\
R^{\text{ГВП}} \frac{d\Delta t_{\text{ст}}^{\text{ГВП}}}{dt} + \Delta t_{\text{ст}}^{\text{ГВП}} &= r_1^{\text{ГВП}} \Delta t_{\text{гр}}'{}^{\text{ГВП}} + r_2^{\text{ГВП}} \Delta t_{\text{гр}}''^{\text{ГВП}} - r_3^{\text{ГВП}} \Delta t_{\text{об}}'{}^{\text{ГВП}} - r_4^{\text{ГВП}} \Delta t_{\text{об}}''^{\text{ГВП}} \\
C^{\text{КУ}} \frac{d\Delta t_{\text{об}}''^{\text{КУ}}}{dt} + \Delta t_{\text{об}}''^{\text{КУ}} &= c_1^{\text{КУ}} \Delta t_{\text{об}}'{}^{\text{КУ}} + c_2^{\text{КУ}} \Delta t_{\text{ст}}^{\text{КУ}} \\
H^{\text{КУ}} \frac{d\Delta t_{\text{гр}}''^{\text{КУ}}}{dt} + \Delta t_{\text{гр}}''^{\text{КУ}} &= h_1^{\text{КУ}} \Delta m_{\text{гр}}^{\text{КУ}} + h_2^{\text{КУ}} \Delta t_{\text{гр}}'{}^{\text{КУ}} - h_3^{\text{КУ}} \Delta t_{\text{ст}}^{\text{КУ}} \\
R^{\text{КУ}} \frac{d\Delta t_{\text{ст}}^{\text{КУ}}}{dt} + \Delta t_{\text{ст}}^{\text{КУ}} &= r_1^{\text{КУ}} \Delta t_{\text{гр}}'{}^{\text{КУ}} + r_2^{\text{КУ}} \Delta t_{\text{гр}}''^{\text{КУ}} - r_3^{\text{КУ}} \Delta t_{\text{об}}'{}^{\text{КУ}} - r_4^{\text{КУ}} \Delta t_{\text{об}}''^{\text{КУ}} \\
C^{\text{ПО}} \frac{d\Delta t_{\text{об}}''^{\text{ПО}}}{dt} + \Delta t_{\text{об}}''^{\text{ПО}} &= c_1^{\text{ПО}} \Delta m_{\text{об}}^{\text{ПО}} + c_2^{\text{ПО}} \Delta t_{\text{об}}'{}^{\text{ПО}} + c_3^{\text{ПО}} \Delta t_{\text{ст}}^{\text{ПО}} \\
H^{\text{ПО}} \frac{d\Delta t_{\text{гр}}''^{\text{ПО}}}{dt} + \Delta t_{\text{гр}}''^{\text{ПО}} &= h_1^{\text{ПО}} \Delta m_{\text{гр}}^{\text{ПО}} + h_2^{\text{ПО}} \Delta t_{\text{гр}}'{}^{\text{ПО}} - h_3^{\text{ПО}} \Delta t_{\text{ст}}^{\text{ПО}} \\
R^{\text{ПО}} \frac{d\Delta t_{\text{ст}}^{\text{ПО}}}{dt} + \Delta t_{\text{ст}}^{\text{ПО}} &= r_1^{\text{ПО}} \Delta t_{\text{гр}}'{}^{\text{ПО}} + r_2^{\text{ПО}} \Delta t_{\text{гр}}''^{\text{ПО}} - r_3^{\text{ПО}} \Delta t_{\text{об}}'{}^{\text{ПО}} - r_4^{\text{ПО}} \Delta t_{\text{об}}''^{\text{ПО}} \\
C^{\text{ПГВ}} \frac{d\Delta t_{\text{об}}''^{\text{ПГВ}}}{dt} + \Delta t_{\text{об}}''^{\text{ПГВ}} &= c_1^{\text{ПГВ}} \Delta m_{\text{об}}^{\text{ПГВ}} + c_2^{\text{ПГВ}} \Delta t_{\text{об}}'{}^{\text{ПГВ}} + c_3^{\text{ПГВ}} \Delta t_{\text{ст}}^{\text{ПГВ}} \\
H^{\text{ПГВ}} \frac{d\Delta t_{\text{гр}}''^{\text{ПГВ}}}{dt} + \Delta t_{\text{гр}}''^{\text{ПГВ}} &= h_1^{\text{ПГВ}} \Delta m_{\text{гр}}^{\text{ПГВ}} + h_2^{\text{ПГВ}} \Delta t_{\text{гр}}'{}^{\text{ПГВ}} - h_3^{\text{ПГВ}} \Delta t_{\text{ст}}^{\text{ПГВ}} \\
R^{\text{ПГВ}} \frac{d\Delta t_{\text{ст}}^{\text{ПГВ}}}{dt} + \Delta t_{\text{ст}}^{\text{ПГВ}} &= r_1^{\text{ПГВ}} \Delta t_{\text{гр}}'{}^{\text{ПГВ}} + r_2^{\text{ПГВ}} \Delta t_{\text{гр}}''^{\text{ПГВ}} - r_3^{\text{ПГВ}} \Delta t_{\text{об}}'{}^{\text{ПГВ}} - r_4^{\text{ПГВ}} \Delta t_{\text{об}}''^{\text{ПГВ}} \\
A \frac{\partial \Delta t_{\text{г}}}{\partial t} + \Delta t_{\text{г}} &= a_1 \Delta \omega + a_2 \Delta m_{\text{топ}} + a_3 \Delta t_{\text{в}} + a_4 \Delta t_{\text{топ}} + a_5 \Delta Q_{\text{н}}^{\text{п}} \\
B \frac{d\Delta \omega}{dt} + \Delta \omega &= b_1 \Delta p'_{\text{г}} + b_2 \Delta p''_{\text{г}} + b_3 \Delta t'_{\text{г}} - b_4 \Delta p'_{\text{в}} - b_5 \Delta p''_{\text{в}} - b_6 \Delta t'_{\text{в}} - b_7 \Delta N_{\text{э}} \\
T_{\text{п}} \frac{\partial \Delta p}{\partial t} + \Delta p &= T_{\text{т}} \frac{\partial T_{\text{кв}}}{\partial t} - k_{\text{т}} \Delta T_{\text{кв}} + k_{\text{м}} \Delta m_{\text{топ}} + k_{\omega} \Delta \omega
\end{aligned} \tag{2.30}$$

Для составления уравнений динамики КЭУ использовалась общая тепловая схема когенерационной энергетической установки, представленная на рис. 2.1. Для моделирования динамических свойств элементов когенерационной установки указанную схему следует конкретизировать и ввести в уравнения соответствующие обозначения для отдельных параметров схемы (рис. 2.8).

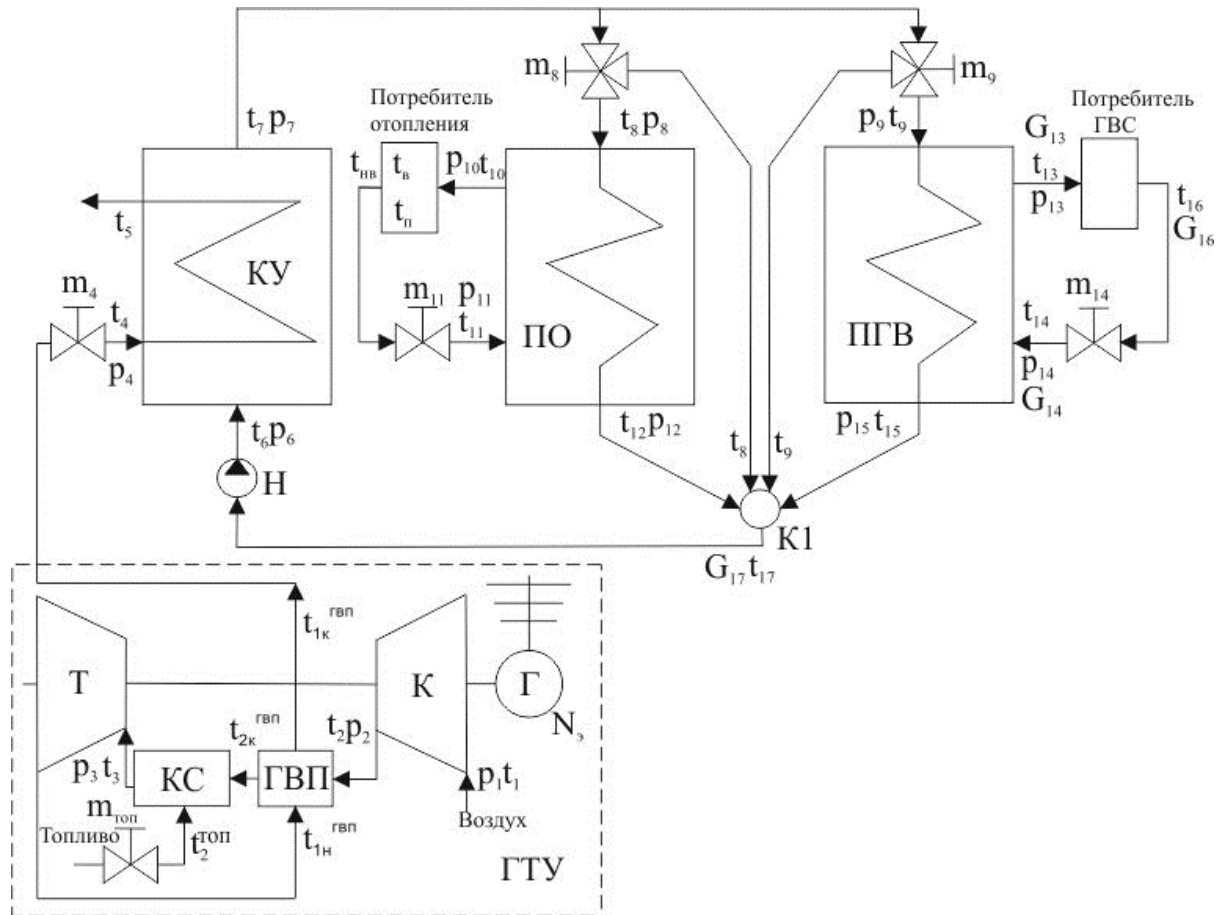


Рис. 2.8 – Принципиальная схема КЭУ

Перепишем дифференциальные уравнения системы (2.30) применительно к принципиальной схеме КЭУ, приведенной на рис. 2.8.

Для удобства представления разобьем систему (2.30) на две подсистемы: подсистему, описывающую динамические свойства газозвоздушного тракта (ГТУ), и подсистему для утилизационной части.

Подсистему уравнений для газозвоздушного тракта следует дополнить алгебраическими уравнениями связи для определения температуры воздуха после компрессора  $t_2$  и температуры газов после турбины  $t_4$ .

Уравнение адиабатического сжатия воздуха в компрессоре для определения значения температуры на выходе компрессора имеет вид [80,81]:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1}{\eta_k} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^n - 1 \right] + 1 \quad (2.31)$$

где  $T_1, T_2$  – температура воздуха до и после компрессора соответственно, °К;  
 $p_1, p_2$  – давление воздуха до и после компрессора соответственно, МПа;  
 $\eta_k$  – КПД компрессора;  
 $n$  – показатель политропы.

Уравнение адиабатического расширения газа в турбине для определения значения температуры газа после турбины [80,81]:

$$\frac{T_4}{T_3} = 1 - \eta_t \left[ 1 - \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^n \right] \quad (2.32)$$

где  $T_3, T_4$  – температура газа до и после турбины соответственно, °К;  
 $p_3, p_4$  – давление газа до и после турбины соответственно, МПа;  
 $\eta_t$  – КПД турбины.

Таким образом, полная система уравнений, описывающая динамические свойства газо-воздушного тракта (или ГТУ), имеет вид [80,81]:

$$\left. \begin{aligned} B\Delta\omega' + \Delta\omega &= b_1\Delta p_3 + b_2\Delta p_4 + b_3\Delta t_3 - b_4\Delta p_1 - b_5\Delta p_2 - b_6\Delta t_1 - b_7\Delta N_s; \\ T_p\Delta p' + \Delta p &= T_t \frac{d\Delta T_3}{dt} - k_m\Delta T_3 + k_m\Delta m_{\text{топ}} + k_\omega\Delta\omega; \\ A\Delta t_3' + \Delta t_3 &= a_1\Delta\omega + a_2\Delta m_{\text{топ}} + a_3\Delta t_6 + a_4\Delta t_{\text{топ}} + a_5\Delta Q_H^p; \\ \Delta T_2 &= \frac{T_2}{T_1} = \frac{1}{\eta_k} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^n - 1 \right] + 1; \\ \Delta T_4 &= \frac{T_4}{T_3} = 1 - \eta_t \left[ 1 - \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^n \right]; \\ p_2 &= p_3 = p; \\ T_1 &= t_1 + 273; T_3 = t_3 + 273; T_4 = t_4 + 273. \end{aligned} \right\} \quad (2.33)$$

Первое дифференциальное уравнение описывает динамику ротора турбины, второе – изменение давления в газовых объемах, третье – изменение температуры газов после камеры сгорания.  $\Delta T_2$  описывает изменение температуры воздуха после сжатия в компрессоре,  $\Delta T_4$  –

изменение температуры газа после расширения в турбине. Последние уравнение говорит о том, что перечисленные температуры следует брать в градусах Кельвина.

Систему уравнений для утилизационной части также следует дополнить алгебраическими уравнениями связи для определения значений температур после коллектора (К1) и насоса (Н).

Температура теплоносителя после коллектора К1 может быть определена таким образом:

$$\Delta t_{17} = z_1 \Delta G_{12} + z_2 \Delta t_{12} + z_3 \Delta G^6 + z_4 \Delta t^6 + z_5 \Delta G_{15} + z_6 \Delta t_{15} \quad (2.34)$$

Температура теплоносителя после насоса:

$$\Delta t_6 = k_n \Delta t_{10} \quad (2.35)$$

С учетом всех алгебраических уравнений связи система уравнений динамики утилизационной части примет вид [81]:

$$\left\{ \begin{array}{l} H^{ky} \Delta t'_5 + \Delta t_5 = h_1^{ky} \Delta m_4 + h_2^{ky} \Delta t_4 - h_3^{ky} \Delta t'_{ct}{}^{ky}; \\ C^{ky} \Delta t'_7 + \Delta t_7 = c_1^{ky} \Delta t_6 + c_2^{ky} \Delta t'_{ct}{}^{ky}; \\ R^{ky} \Delta t'_{ct}{}^{ky} + \Delta t_{ct}{}^{ky} = r_1^{ky} \Delta t_4 + r_2^{ky} \Delta t_5 - r_3^{ky} \Delta t_6 - r_4^{ky} \Delta t_7; \\ H^{гвп} \Delta t'_{16} + \Delta t_{16} = h_1^{гвп} \Delta m_9 + h_2^{гвп} \Delta t_9 - h_3^{гвп} \Delta t'_{ct}{}^{гвп}; \\ C^{гвп} \Delta t'_{15} + \Delta t_{15} = c_1^{гвп} \Delta m_{14} + c_2^{гвп} \Delta t_{14} + c_3^{гвп} \Delta t'_{ct}{}^{гвп}; \\ R^{гвп} \Delta t'_{ct}{}^{гвп} + \Delta t_{ct}{}^{гвп} = r_1^{гвп} \Delta t_9 + r_2^{гвп} \Delta t_{16} - r_3^{гвп} \Delta t_{14} - r_4^{гвп} \Delta t_{15}; \\ H^{по} \Delta t'_{13} + \Delta t_{13} = h_1^{по} \Delta m_8 + h_2^{по} \Delta t_8 - h_3^{по} \Delta t'_{ct}{}^{по}; \\ C^{по} \Delta t'_{12} + \Delta t_{12} = c_1^{по} \Delta m_{11} + c_2^{по} \Delta t_{11} + c_3^{по} \Delta t'_{ct}{}^{по}; \\ R^{по} \Delta t'_{ct}{}^{по} + \Delta t_{ct}{}^{по} = r_1^{по} \Delta t_8 + r_2^{по} \Delta t_{13} - r_3^{по} \Delta t_{11} - r_4^{по} \Delta t_{12}; \\ H^{пгв} \Delta t'_{16} + \Delta t_{16} = h_1^{пгв} \Delta m_9 + h_2^{пгв} \Delta t_9 - h_3^{пгв} \Delta t'_{ct}{}^{пгв}; \\ C^{пгв} \Delta t'_{15} + \Delta t_{15} = c_1^{пгв} \Delta m_{14} + c_2^{пгв} \Delta t_{14} + c_3^{пгв} \Delta t'_{ct}{}^{пгв}; \\ R^{пгв} \Delta t'_{ct}{}^{пгв} + \Delta t_{ct}{}^{пгв} = r_1^{пгв} \Delta t_9 + r_2^{пгв} \Delta t_{16} - r_3^{пгв} \Delta t_{14} - r_4^{пгв} \Delta t_{15}; \end{array} \right. \quad (2.36)$$

Полученная система уравнений для утилизационной части включает двенадцать дифференциальных уравнений, описывающих динамические свойства теплообменников: котла-утилизатора, газо-воздушного подогревателя и подогревателей отопления и горячего водоснабжения соответственно.

Таким образом, системы (2.33) и (2.36) представляют собой полную математическую модель динамики КЭУ, которая справедлива при малых отклонениях от стационарного режима. И может быть использована для исследования динамики работы КЭУ под воздействием основных внешних возмущений: изменение электрической нагрузки  $N_e$ , низшей теплоты сгорания топлива  $Q_n^p$ , температуры воздуха окружающей среды  $t_1$ , температуры обратной воды из системы отопления  $t_{11}$  и температура обратной воды из системы горячего водоснабжения  $t_{14}$ .

Для ясности понимания будем составлять компьютерную схему для моделирования поэлементно, т.е. для каждого элемента КЭУ в отдельности.

Начнем с первого уравнения системы (2.33). Это уравнение описывает динамические свойства ротора газотурбинной установки. Компьютерная схема модели динамики для ротора турбины в соответствии с указанным уравнением представлена на рис.2.9.

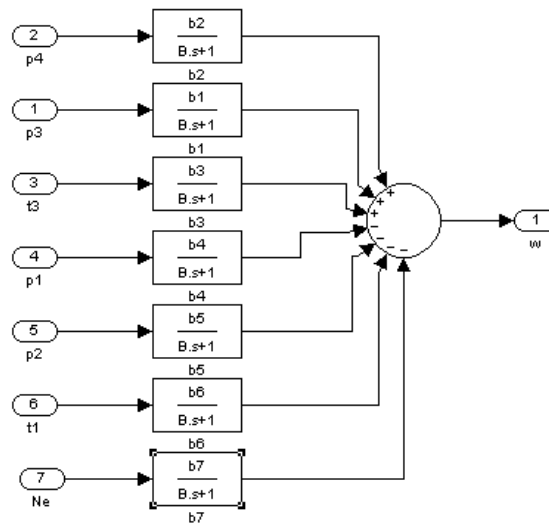


Рис. 2.9 – Компьютерная схема модели динамики ротора турбины

Далее составим компьютерную схему модели динамики для второго уравнения системы (2.33). Это уравнение описывает динамические свойства газовых объемов КЭУ. Компьютерная схема модели в соответствии со вторым уравнением системы (2.33) представлена на рис.2.10.

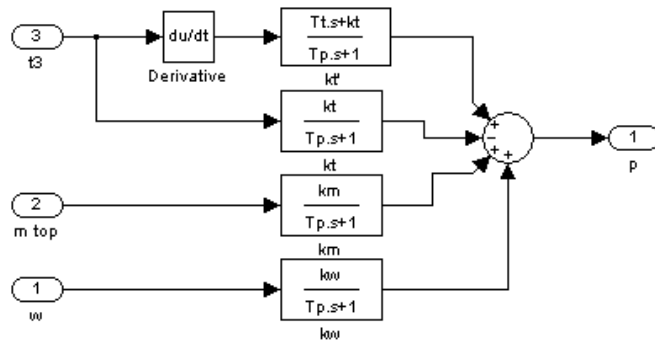


Рис. 2.10 – Компьютерная схема модели для газовых объемов

Следующее уравнение системы (2.33) описывает динамику изменения температуры газов на выходе камеры сгорания. Компьютерная схема модели динамики изменения температуры газов на выходе камеры сгорания ГТУ в соответствии с третьим уравнением системы (2.33) представлена на рис. 2.11.

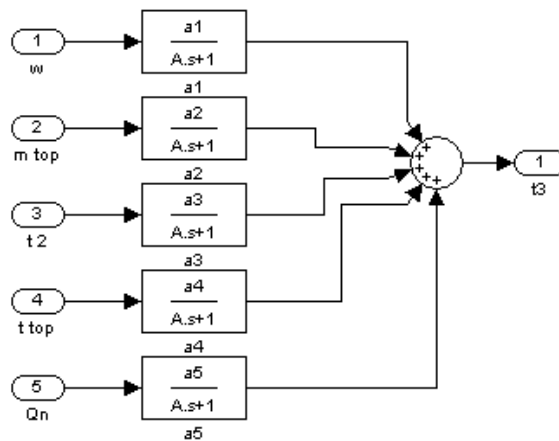


Рис. 2.11 – Структурная схема модели изменения температуры газов на выходе камеры сгорания

Алгебраические уравнения, которые входят в систему (2.33) на общей компьютерной схеме представлены коэффициентами.

Далее будем составлять компьютерные схемы моделей для дифференциальных уравнений системы (2.36). Дифференциальные уравнения этой системы описывают динамические свойства тепловых аккумуляторов КЭУ (теплообменников). В связи с этим они имеют

одинаковую структуру. Незначительно отличаться будет лишь компьютерная схема модели котла-утилизатора. А схемы моделей теплообменников ПО и ПГВ будут идентичны. Поэтому мы приведем только две компьютерные схемы моделей динамики: для котла-утилизатора и теплообменника отопления.

Компьютерная схема модели динамики для котла-утилизатора в соответствии с первыми тремя уравнениями системы (2.36) представлена на рис. 2.12.

Структурные схемы моделей для подогревателей отопления и горячего водоснабжения, как уже говорилось выше, идентичны. В них следует учесть лишь значения коэффициентов для каждого теплообменника соответственно.

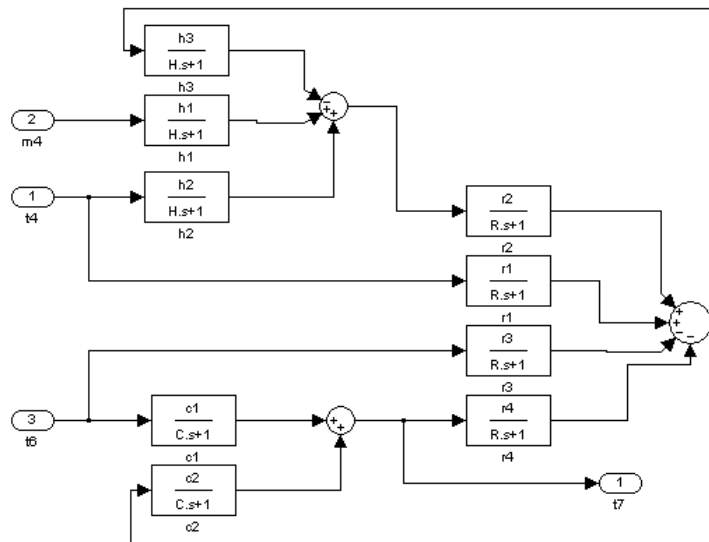


Рис. 2.12 – Компьютерная схема модели динамики котла-утилизатора

Четвертое, пятое и шестое дифференциальные уравнения системы (2.36) описывают динамические свойства подогревателя отопления КЭУ. Компьютерная схема модели динамики для указанного подогревателя в соответствии с дифференциальными уравнениями системы (2.36) представлена на рис. 2.13.



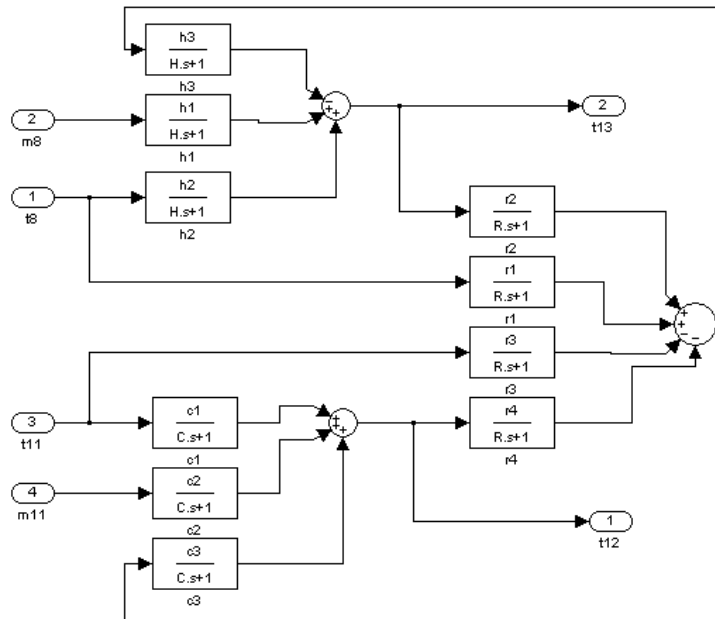


Рис. 2.13 – Компьютерная схема модели динамики подогревателя отопления

Седьмое, восьмое и девятое дифференциальные уравнения системы (2.36) описывают динамические свойства подогревателя горячего водоснабжения. В качестве компьютерной схемы модели динамики для этого подогревателя можно взять компьютерную схему, представленную на рис. 2.13.

В компьютерной схеме (рис. 2.13) следует только заменить коэффициенты ( $H^{\text{по}}$ ,  $h_1^{\text{по}}$ ,  $h_2^{\text{по}}$ ,  $h_3^{\text{по}}$ ,  $C^{\text{по}}$ ,  $c_1^{\text{по}}$ ,  $c_2^{\text{по}}$ ,  $c_3^{\text{по}}$ ,  $R^{\text{по}}$ ,  $r_1^{\text{по}}$ ,  $r_2^{\text{по}}$ ,  $r_3^{\text{по}}$ ,  $r_4^{\text{по}}$ ) из уравнений для подогревателя отопления на коэффициенты ( $H^{\text{пгв}}$ ,  $h_1^{\text{пгв}}$ ,  $h_2^{\text{пгв}}$ ,  $h_3^{\text{пгв}}$ ,  $C^{\text{пгв}}$ ,  $c_1^{\text{пгв}}$ ,  $c_2^{\text{пгв}}$ ,  $c_3^{\text{пгв}}$ ,  $R^{\text{пгв}}$ ,  $r_1^{\text{пгв}}$ ,  $r_2^{\text{пгв}}$ ,  $r_3^{\text{пгв}}$ ,  $r_4^{\text{пгв}}$ ) из уравнений для подогревателя горячего водоснабжения.

Полная компьютерная схема модели динамики когенерационной энергетической установки построенная в соответствии с системами уравнений (2.33) и (2.36) представлена на рис. 2.14. Данная схема дополнена моделью коллектора и моделью, формирующей задание по температуре обратной воды на входе в подогреватель отопления, в зависимости от температуры окружающей среды.

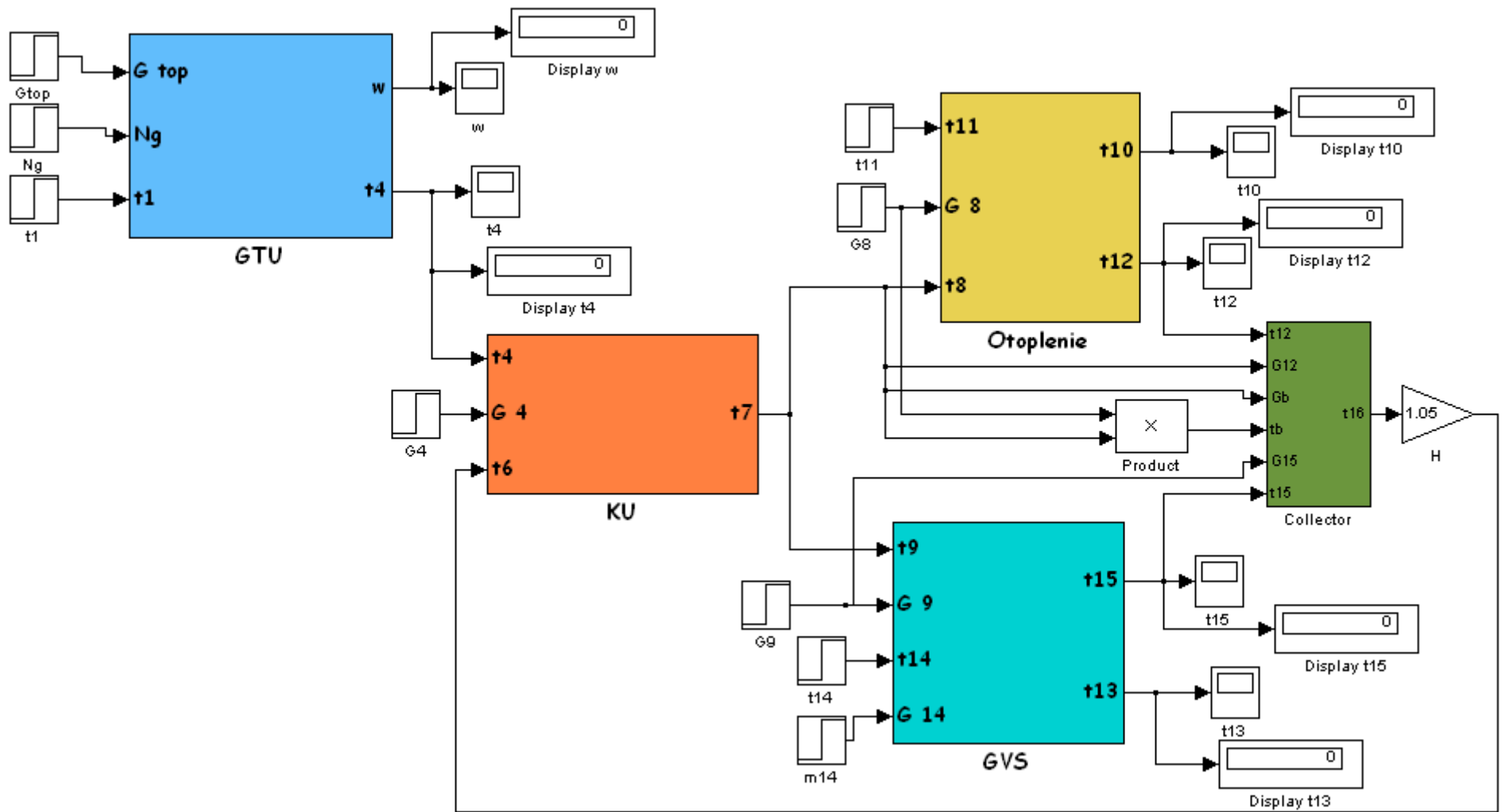


Рис. 2.14 – Компьютерная схема модели динамики КЭУ

Представленная схема включает в себя 5 моделей основных элементов: модель газотурбинной установки (GTU), модель котла утилизатора (КУ), модели контуров отопления (Otoplenie) и горячего водоснабжения (GVS), а также модель коллектора (Collector).

Для большей наглядности модель газотурбинной установки на общей схеме моделирования (рис. 2.14) объединена в одну подсистему (GTU), которая включает в себя модели камеры сгорания, газовых объемов, ротора турбины и газо-воздушного подогревателя, а также дополнена уравнениями связи, описывающими процесс адиабатического сжатия в компрессоре и расширения в турбине (рис. 2.15).

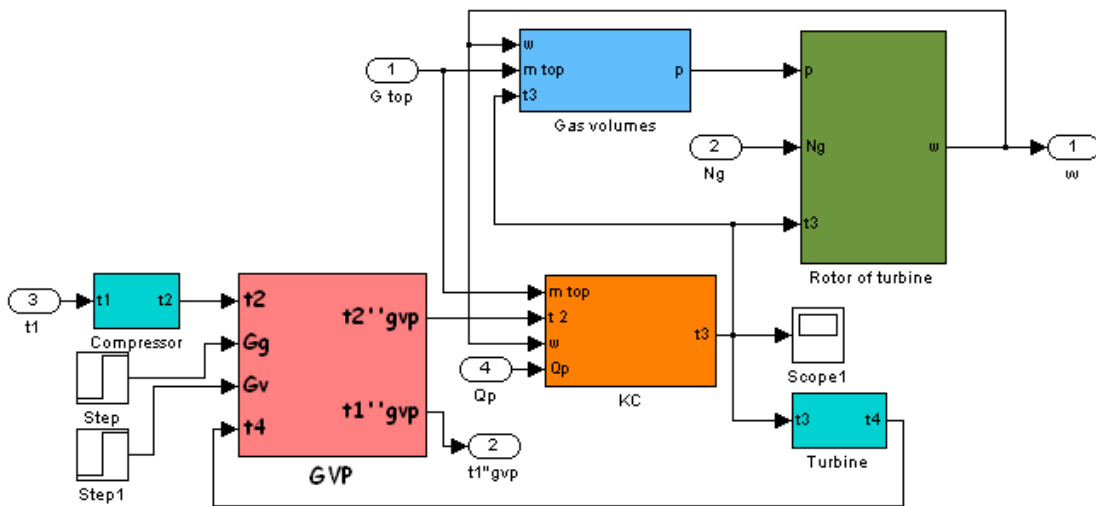


Рис. 2.15 – Структурная схема модели ГТУ

Для всех выведенных дифференциальных уравнений систем (2.33) и (2.36) были получены численные значения коэффициентов.

Для расчета коэффициентов модели и проведения моделирования динамики КЭУ приняты следующие характеристики установки:

- электрическая мощность КЭУ 4000 кВт;
- расчетная тепловая нагрузка КУ  $\approx 3500$  кВт;
- температура уходящих газов после КУ 170 °С;
- температура газов после турбины 584 °С;
- температура газов на перед турбиной 1200 °С;

- температура воздуха на входе в компрессор 15 °С;
- отношение давлений компрессора 16;
- температура нагреваемой воды на входе КУ 70 °С;
- температура нагретой воды на выходе КУ 110 °С;
- температура воздуха на входе КС составляет 455÷500 °С;
- низшая теплота сгорания топлива 45348 кДж/кг.

Полученные в результате расчетов численные значения коэффициентов дифференциальных уравнений приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1 – Числовые значения коэффициентов дифференциальных уравнений

Коэффициент	Числовое значение	Коэффициент	Числовое значение	Коэффициент	Числовое значение
$C^{ку}$	2,21	$c_1^{по}$	0,262	$c_1^{пгв}$	0,511
$c_1^{ку}$	-0,79	$c_2^{по}$	-0,781	$c_2^{пгв}$	-0,173
$c_2^{ку}$	1,789	$c_3^{по}$	1,78	$c_3^{пгв}$	1,174
$H^{ку}$	0,13	$H^{по}$	1,606	$H^{пгв}$	1,743
$h_1^{ку}$	25,52	$h_1^{по}$	1,282	$h_1^{пгв}$	2,397
$h_2^{по}$	-0,0075	$h_2^{по}$	0,064	$h_2^{пгв}$	0,157
$h_3^{по}$	-1,0268	$h_3^{по}$	-0,939	$h_3^{пгв}$	-0,847
$R^{ку}$	0,944	$R^{по}$	0,09	$R^{пгв}$	0,258
$r_1^{ку}$	0,0056	$r_1^{по}$	0,107	$r_1^{пгв}$	0,254
$r_2^{ку}$	0,0056	$r_2^{по}$	0,107	$r_2^{пгв}$	0,254
$r_3^{ку}$	-0,4944	$r_3^{по}$	-0,393	$r_3^{пгв}$	-0,246
$r_4^{ку}$	-0,4944	$r_4^{по}$	-0,393	$r_4^{пгв}$	-0,246
$C^{по}$	0,125	$C^{пгв}$	2,301	$A$	0,001
$a_1$	-153,22	$a_2$	2334,23	$a_5$	14,52e-6
$B$	0,73	$b_1$	2,89	$b_2$	-8,97
$b_3$	0,013	$b_5$	-0,4294	$b_7$	4,52e-6
$T_p$	0,49	$T_T$	2,48e-8	$k_T$	-2,53e-3
$k_m$	0,64	$k_\omega$	0,24	$z_1$	1,213
$z_2$	0,631	$z_3$	-1,525	$z_4$	0,0153
$z_5$	1,136	$z_6$	0,367		

На основании разработанной схемы модели были получены динамические характеристики когенерационной энергетической установки по основным каналам [84–87]:

$N_g \rightarrow \omega$  – электрическая нагрузка генератора  $\rightarrow$  частота вращения ротора турбогенератора;

$N_g \rightarrow t_3$  – электрическая нагрузка генератора  $\rightarrow$  температура газов на выходе камеры сгорания;

$G_{\text{топ}} \rightarrow \omega$  – расход топлива  $\rightarrow$  частота вращения ротора электрогенератора;

$G_{\text{топ}} \rightarrow t_3$  – расход топлива  $\rightarrow$  температура газов на выходе камеры сгорания;

$G_{\text{топ}} \rightarrow t_4$  – расход топлива  $\rightarrow$  температура газов на выходе из газовой турбины;

$Q_{\text{н}}^{\text{p}} \rightarrow t_3$  – низшая теплота сгорания топлива  $\rightarrow$  температура газов на выходе камеры сгорания;

$Q_{\text{н}}^{\text{p}} \rightarrow \omega$  – низшая теплота сгорания топлива  $\rightarrow$  частота вращения ротора электрогенератора;

$t_1 \rightarrow \omega$  – температура окружающей среды  $\rightarrow$  частота вращения ротора газовой турбины;

$t_1 \rightarrow t_3$  – температура окружающей среды  $\rightarrow$  температура газов на выходе из камеры сгорания;

$G_4 \rightarrow t_7$  – расход отработавших газов на выходе из турбины  $\rightarrow$  температура сетевой воды на выходе КУ;

$G_8 \rightarrow t_{10}$  – расход газов на выходе из КУ  $\rightarrow$  температура воды, идущей в систему отопления;

$G_9 \rightarrow t_{13}$  – расход газов на выходе из КУ  $\rightarrow$  температура воды, идущей в систему горячего водоснабжения;

$t_1 \rightarrow t_{10}$  – температура окружающей среды  $\rightarrow$  температура воды, идущей в систему отопления;

$t_1 \rightarrow t_{13}$  – температура окружающей среды  $\rightarrow$  температура воды, идущей в систему горячего водоснабжения;

$t_{14} \rightarrow t_{13}$  – температура обратной воды из системы горячего водоснабжения  $\rightarrow$  температура воды, идущей в систему горячего водоснабжения.

Частота вращения турбогенератора  $\omega$ , температура газов на выходе из камеры сгорания  $t_3$  и температуры  $t_{10}$  и  $t_{13}$ , на выходе из подогревателей отопления и горячего водоснабжения соответственно, являются регулируемыми величинами, которые необходимо поддерживать на заданном уровне. Температура окружающей среды  $t_1$ , электрическая нагрузка генератора  $N_g$ , теплота сгорания топлива  $Q_n^p$ , температуры обратной воды из систем отопления  $t_{11}$  и горячего водоснабжения  $t_{14}$  – являются внешними возмущениями. К внутренним возмущениям можно отнести температуру сетевой воды на выходе котла-утилизатора  $t_7$ , а также температуру газов на выходе из газо-воздушного подогревателя  $t_1^{гвп}$  и расход отработавших газов на выходе из турбины  $G_4$ .

По результатам проведенного анализа динамических характеристик КЭУ можно сказать [87], что при увеличении электрической нагрузки генератора на 10% (400 кВт от номинальной нагрузки), частота вращения турбогенератора  $\omega$  снижается на 1,6 % (канал  $\Delta N_g \rightarrow \omega$ ).

При увеличении расхода топлива  $\Delta G_{\text{топ}}$  на 10 % (0,0224 кг/с от номинального расхода) частота вращения турбогенератора возрастает на 1,4 % (канал  $G_{\text{топ}} \rightarrow \omega$ ). Также такое увеличение расхода топлива приводит к увеличению температуры газов после камеры сгорания  $t_3$  на 5,04 % (канал  $G_{\text{топ}} \rightarrow t_3$ ) и после турбины  $t_4$  на 1,6 % (канал  $G_{\text{топ}} \rightarrow t_4$ ).

Изменение теплоты сгорания топлива  $Q_n^p$  также оказывает влияние на температуру газов на выходе из камеры сгорания (канал  $Q_n^p \rightarrow t_3$ ). Так, снижение  $Q_n^p$  с 45348 кДж/кг до 22504 кДж/кг (49,6 %) приводит к снижению температуры газов на выходе из камеры сгорания на 332 °С (27,7 % от номинального значения).

Изменение температуры воздуха на входе в компрессор (окружающей среды) оказывает влияние на частоту вращения турбогенератора (канал  $\Delta t_1 \rightarrow \omega$ ). При снижении  $t_1$  на 10 °С частота вращения снижается на 0,4 %. Снижение температуры  $t_1$  оказывает слабое влияние на температуру отработавших газов на выходе из турбины –  $t_4$  снижается на 0,5 % (канал  $\Delta t_1 \rightarrow t_4$ ).

Изменение расхода отработавших газов на выходе турбины  $G_4$  влияет на температуры теплоносителей на выходе КУ  $t_7$ , ПО  $t_{10}$  и ПГВ  $t_{13}$ . При увеличении  $G_4$  на 10 % (1,2 кг/с от номинального расхода) температура после КУ возрастает на 2,9 %, а температуры  $t_{10}$  и  $t_{13}$  соответственно на 2,87 % и 3,4 %. Поскольку температуры  $t_{10}$  и  $t_{13}$  являются регулируемыми величинами, то возмущение  $G_4$  можно рассматривать как регулирующее воздействие.

При увеличении температуры  $t_{11}$  на 20 % (10 °С от номинального значения), температура  $t_{10}$  возрастает на 9,7 %, а температуры  $t_7$  и  $t_{13}$  соответственно на 7,2 % и 8,4 %. А увеличение температуры  $t_{14}$  на 10 °С (66,7 % от номинального значения) приводит к возрастанию температуры  $t_{13}$  на 8,4 %, а температур  $t_7$  и  $t_{10}$  соответственно на 2,9 % и 2,8 %.

## 2.4. Выводы по второму разделу

Полученные уравнения представляют собой математическую модель когенерационной энергетической установки, которая с достаточной степенью точности описывает динамические свойства установки. Полученная модель дает возможность также учитывать изменение качества топлива, поступающего в камеру сгорания.

Эта модель справедлива в области малых отклонений от стационарного режима и может быть эффективно использована для исследования динамики КЭУ в условиях воздействия основных внешних возмущений: температура воздуха на входе в компрессор  $t_1$ , изменение электрической нагрузки  $N_3$ , изменение теплоты сгорания топлива  $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$ , температура обратной воды из системы отопления  $t_{11}$  и температура воды на входе в ПГВ  $t_{14}$ .

На основе полученной математической модели составлены структурные схемы для моделирования динамических свойств, как отдельных элементов КЭУ, так и всей когенерационной установки.

Результаты моделирования использованы для анализа динамических свойств КЭУ с целью выявления наиболее эффективных каналов, которые могут быть приняты как регулирующие каналы. Это позволит сформировать структурную схему автоматического управления когенерационной энергетической установкой.

Исходя из результатов проведенного анализа динамических характеристик когенерационной энергетической установки, можно сделать следующие выводы.

1. Каналами, оказывающими наиболее сильное влияние на динамические характеристики когенерационной установки, являются каналы  $N_3 \rightarrow \omega$ ,  $G_{\text{топ}} \rightarrow \omega$ ,  $Q_{\text{н}}^{\text{p}} \rightarrow t_3$ ,  $Q_{\text{н}}^{\text{p}} \rightarrow \omega$  и  $G_{\text{топ}} \rightarrow t_3$ .



2. Для стабилизации частоты вращения ротора турбогенератора в качестве регулирующего воздействия следует выбрать расход топлива  $G_{\text{топ}}$  (канал  $G_{\text{топ}} \rightarrow \omega$ ).

3. Для нейтрализации влияния изменений теплоты сгорания топлива  $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ , следует изменять расход топлива  $G_{\text{топ}}$ , а в случае, когда расход топлива имеет предельное значение, и дальнейшее изменение уже невозможно, то предлагается использовать перераспределение потоков первичного и вторичного воздуха в камере сгорания.

4. Для регулирования температур  $t_{10}$  и  $t_{13}$  в качестве регулирующего воздействия следует выбрать расход газов на выходе из КУ  $G_8$  (каналы  $G_8 \rightarrow t_{10}$  и  $G_9 \rightarrow t_{13}$ ).

Для полученной компьютерной схемы модели динамики КЭУ следует разработать систему автоматического управления (САУ), синтез которой представлен третьем разделе.

### РАЗДЕЛ 3

## СИНТЕЗ КОМПЛЕКСНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКОЙ

При построении систем автоматического управления когенерационными установками существует большой класс задач, для решения которых целесообразно использовать аналитические методы исследований. К таким задачам следует отнести, прежде всего, обеспечение устойчивости систем регулирования и требуемого качества нестационарных процессов при работе установки [71].

При проведении синтеза системы автоматического управления (САУ) выделим контур автоматического управления генерацией электрической энергии (в нашем случае это ГТУ) и контуры управления генерацией тепловой энергии для нужд отопления и горячего водоснабжения. Характер работы исследуемой когенерационной энергетической установки аналогичен характеру работы мини-ТЭЦ.

Проведенный во второй главе анализ динамических характеристик КЭУ позволил определить регулируемые параметры, регулирующие и возмущающие воздействия для рассматриваемой установки.

*Регулируемыми параметрами в КЭУ приняты:* частота вращения электрогенератора  $\omega$ , температура газов на выходе из камеры сгорания  $t_3$ , температура воды на выходе котла-утилизатора  $t_7$ , температура сетевой воды на выходе подогревателя отопления  $t_{10}$  и температура воды на выходе подогревателя горячего водоснабжения  $t_{13}$ .

*Регулирующими воздействиями КЭУ являются* расход топлива  $G_{\text{топ}}$  и расходы греющего теплоносителя на входе в котел-утилизатор  $G_4$  и подогреватели отопления  $G_8$  и горячего водоснабжения  $G_9$ .

*Внешними возмущающими воздействиями* являются изменение электрической нагрузки  $N_э$ , теплоты сгорания топлива  $Q_H^p$ , температуры воздуха на входе в компрессор  $t_1$  и температур обратной воды, на входе подогревателей отопления  $t_{11}$  и горячего водоснабжения  $t_{14}$ .

*К внутренним возмущениям* можно отнести изменение температуры нагреваемой воды на выходе котла-утилизатора  $t_7$ , изменение температуры воздуха на выходе из компрессора  $t_2$  и газо-воздушного подогревателя  $t_{2к}^{гвп}$ , а также газов на выходе из камеры сгорания  $t_3$ .

### 3.1. Требования, выдвигаемые к системам автоматического управления генерацией электрической и тепловой энергии

К системам автоматического управления газотурбинными установками предъявляются следующие требования [66]:

- 1) участие в регулировании частоты и мощности в энергосистеме в штатном и аварийном режимах;
- 2) обеспечивать автоматическое регулирование частоты вращения, ограничивать начальную температуру газов на входе в газовую турбину, стабилизировать режим заданной мощности, поддерживать запас устойчивости до границы помпажа компрессора на всех режимах;
- 3) осуществление предупредительной и аварийной сигнализации и защита оборудования ГТУ в аварийных режимах;
- 4) обеспечение нормального останова и охлаждения ГТУ на предусмотренных режимах и аварийного останова с мгновенным отключением подачи топлива;

5) система автоматического управления ГТУ должна иметь: степень нечувствительности регулятора частоты при любой нагрузке не более 0,2 % номинальной; но при этом изменение частоты не должно выходить за границы предельно допустимого отклонения  $\pm 0,4$  % [88].

6) нечувствительность регулятора температуры газов к изменению температуры менее чем на 10 °С.

К современным системам автоматического управления теплоснабжением, кроме поддержания заданных параметров отпуска тепловой энергии, выдвигаются следующие требования [89]:

1) режимы отпуска тепловой энергии должны быть маневренными и гибкими;

2) учитывать многообразие возмущений, влияющих на функционирование системы теплоснабжения;

3) рационально использовать динамические свойства составляющих звеньев системы;

4) обеспечивать возможность программного изменения температуры воздуха в зданиях;

5) участие мини-ТЭЦ в прохождении пиков или провалов электрической нагрузки.

Также анализ тепловых схем мини-ТЭЦ показывает, что необходимо учитывать особенности годовых и суточных графиков отпуска теплоты потребителям, т.к. тепловая нагрузка в течение этих периодов может существенно меняться [66,89].

Для регулирования отпуска теплоты на мини-ТЭЦ, как правило, приходится решать одну из двух задач:

1) подвод дополнительного количества тепла, если тепловой мощности КУ не хватает для погашения тепловой нагрузки;

2) уменьшение подачи теплоты в случае, когда тепловая мощность КУ превышает тепловую нагрузку сети.

Для решения первой задачи существуют такие варианты: использование пиковых водогрейных котлов для догрева сетевой воды и применение дожигания топлива в потоке уходящих газов перед или в КУ.

Подвода дополнительной теплоты можно избежать, если выбрать газотурбинное оборудование таким образом, чтобы теплота уходящих газов ГТУ покрывала максимум тепловой нагрузки. Однако эффективность такого решения не очевидна [66].

Среди возможных вариантов решения второй задачи следует выделить такие:

1) мини-ТЭЦ включает в себя несколько энергоблоков ГТУ с КУ, рассчитанных на разную продолжительность работы. Их поочередное включение совместно с изменением нагрузки ГТУ в определенных пределах позволяет покрыть большую часть тепловых нагрузок;

2) Использование байпасирования уходящих газов, для снижения мощности котла-утилизатора;

3) Регулирование отпуска теплоты с применением рециркуляции воды через котел-утилизатор и возможность подмешивания обратной сетевой воды к воде на выходе из КУ;

4) Регулирование тепловой нагрузки мини-ТЭЦ также возможно в результате изменения нагрузок ГТУ.

Для регулирования тепловых нагрузок в пределах суточных колебаний используют аккумуляторы горячей воды [66].

Кроме основных требований к качеству генерируемой энергии, приведенных выше, также выдвигаются требования к качеству переходных процессов в системах регулирования. Эти требования следует учитывать при разработке и настройке систем регулирования. Оптимальный процесс регулирования должен удовлетворять следующим требованиям [91,92]:

- 1) Удовлетворять условию устойчивости переходного процесса;
- 2) Обеспечение интенсивного затухания переходного процесса;
- 3) Наименьшее значение максимального отклонения регулируемой величины;
- 4) Минимальная продолжительность переходного процесса.

Следовательно, задача синтеза системы автоматического управления состоит в выборе и установке таких настроечных параметров регулятора, которые обеспечивали бы процесс регулирования близкий к оптимальному [91–93].

### 3.2. Математическая модель системы автоматического управления КЭУ

Математическая модель системы автоматического управления когенерационной энергетической установкой включает в себя совокупность математических моделей всех элементов КЭУ, полученных во втором разделе, и алгоритмов управления, используемых в системе [75,92].

Из сказанного следует, что математическую модель САУ следует дополнить уравнениями, описывающими алгоритмы работы регуляторов.

Принимая во внимание требования к САУ, сформулированные в п. 3.1, а также опыт автоматизации технологических процессов остановим свой выбор на ПИ-законе регулирования [75,92–94]. Этот закон регулирования является достаточно близким к оптимальному, если речь идет об устранении влияния на процесс управления неконтролируемых случайных возмущений [92].

Передаточная функция для ПИ-закона регулирования имеет вид:

$$W(s)_{\text{ПИ}} = k_p + \frac{k_p}{T_i s} = k_p \left(1 + \frac{1}{T_i s}\right)$$

ПИ-регулятор имеет два настроечных параметра:  $k_p$  и  $T_i$ . Данный закон регулирования получил наибольшее распространение на практике, т.к. обладает следующими достоинствами:

1. Обеспечивает нулевую статическую ошибку регулирования;
2. Достаточно прост в настройке;
3. Имеет малую чувствительность к шумам в канале измерения (в отличие от ПИД-закона).

Структурная схема системы автоматического управления когенерационной энергетической установкой представлена на рис. 3.1.

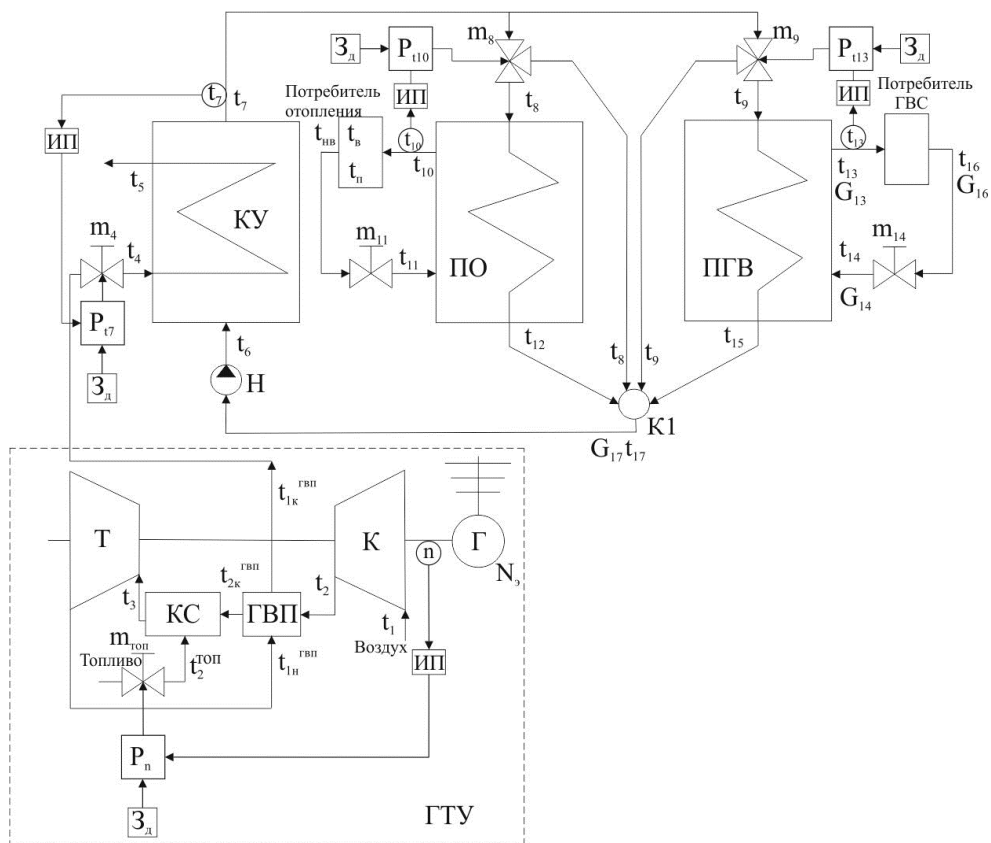


Рис. 3.1 – Структурная схема САУ когенерационной энергетической установкой

Система автоматического управления когенерационной установкой включает в себя четыре контура регулирования. Контур регулирования элект-

трической мощностью ГТУ (частотой вращения ротора турбины) и температурой газов на выходе КС, контур регулирования температуры воды на выходе КУ, контур регулирования температуры воды на выходе подогревателей отопления и горячего водоснабжения. Во всех четырех контурах используется ПИ-закон регулирования. Для определения настроечных параметров регуляторов САУ использовался метод, разработанный А.П. Копеловичем [94]. Настроечные параметры ПИ-регуляторов приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1 – Настроечные параметры ПИ-регуляторов

Регулятор Настройки	$P_n$	$P_{t7}$	$P_{t10}$	$P_{t13}$
$k_p$	0,25	0,005	0,52	1,74
$T_i$	0,06	0,088	0,87	35

Моделирование переходных процессов САУ когенерационной энергетической установкой проводилось в среде моделирования *Simulink* пакета *MATLAB* [95,96]. Компьютерная схема модели системы автоматического управления КЭУ представлена на рис. 3.2.



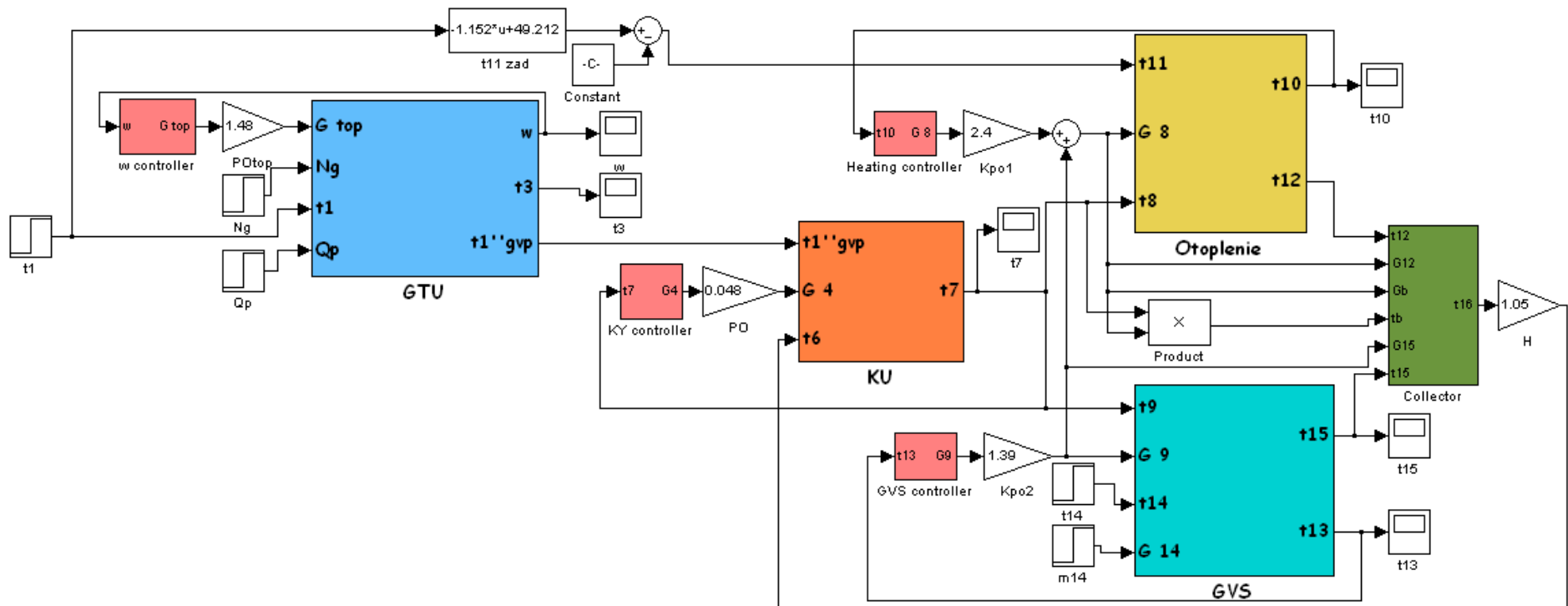


Рис. 3.2 – Структурная схема модели САУ когенерационной энергетической установкой

### 3.3. Анализ динамических характеристик КЭУ в условиях наличия внешних и внутренних возмущений

На основании полученной математической модели комплексной системы автоматического управления КЭУ были получены переходные процессы регулирования по основным каналам [98].

Переходные процессы (ПП) по каналам  $\Delta N_s \rightarrow \omega$ ,  $\Delta Q_H^p \rightarrow \omega$  и  $\Delta t_1 \rightarrow \omega$  представлены на рис. 3.3.

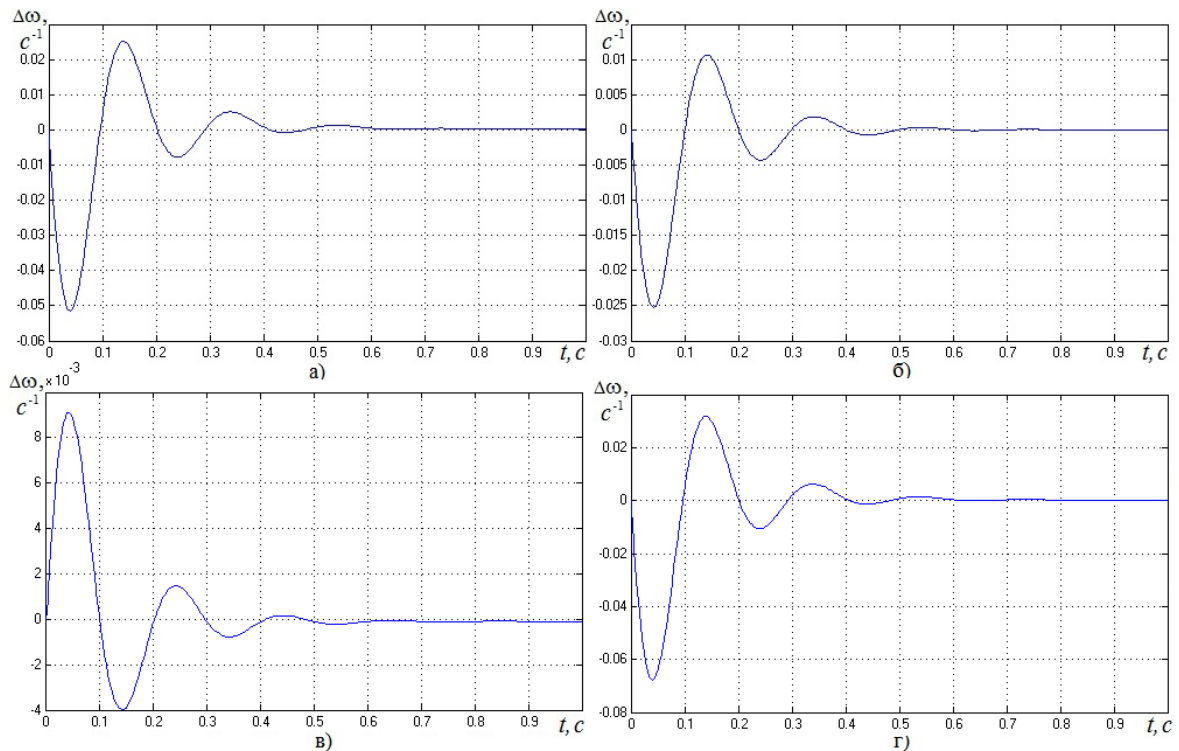


Рис. 3.3 – Переходные процессы регулирования по каналам  $N_s \rightarrow \omega$ ,  $Q_H^p \rightarrow \omega$  и

$\Delta t_1 \rightarrow \omega$ : а)  $\Delta N_s = 10\%$ , б)  $\Delta Q_H^p = -10\%$ , в)  $\Delta t_1 = -10\%$ ,

г) ПП при одновременном действии всех возмущений

Из графиков переходных процессов, представленных на рис. 3.3 видно, что наибольшее изменение частоты вращения электрогенератора наблюдается по каналу  $\Delta N_s \rightarrow \omega$  (рис. 3.3, а) и при одновременном действии всех возмущений (рис. 3.3, г).

При повышении электрической нагрузки на 10%, максимальное отклонение частоты вращения составляет -0,104 % (-0,052 Гц) и не выходит за до-

пустимые пределы ( $\pm 0,4 \%$  ( $\pm 0,2$  Гц)), а степень затухания равна  $\psi^{N_s \rightarrow \omega} = 0,85$ . При снижении теплоты сгорания топлива на 10%, частота вращения снижается на 0,051 % (0,0253 Гц) и также не выходит за допустимые пределы. При этом степень затухания ПП составляет  $\psi^{Q_n^p \rightarrow \omega} = 0,83$ . Снижение температуры окружающей среды на 10% (1,5 °C) приводит к незначительному отклонению частоты вращения ротора электрогенератора на 0,018 % (0,0091 Гц), а степень затухания при этом равна  $\psi^{\Delta t_1 \rightarrow \omega} = 0,84$ . При одновременном действии возмущений  $\Delta N_s$ ,  $\Delta Q_n^p$  и  $\Delta t_1$  максимальное отклонение частоты вращения ротора и степень затухания ПП составляют -0,135 % (-0,0677 Гц) и  $\psi^{\Sigma \rightarrow \omega} = 0,84$  соответственно.

Переходные процессы изменения температуры газов на выходе из камеры сгорания  $t_3$  при действии тех же возмущений представлены на рис. 3.4.

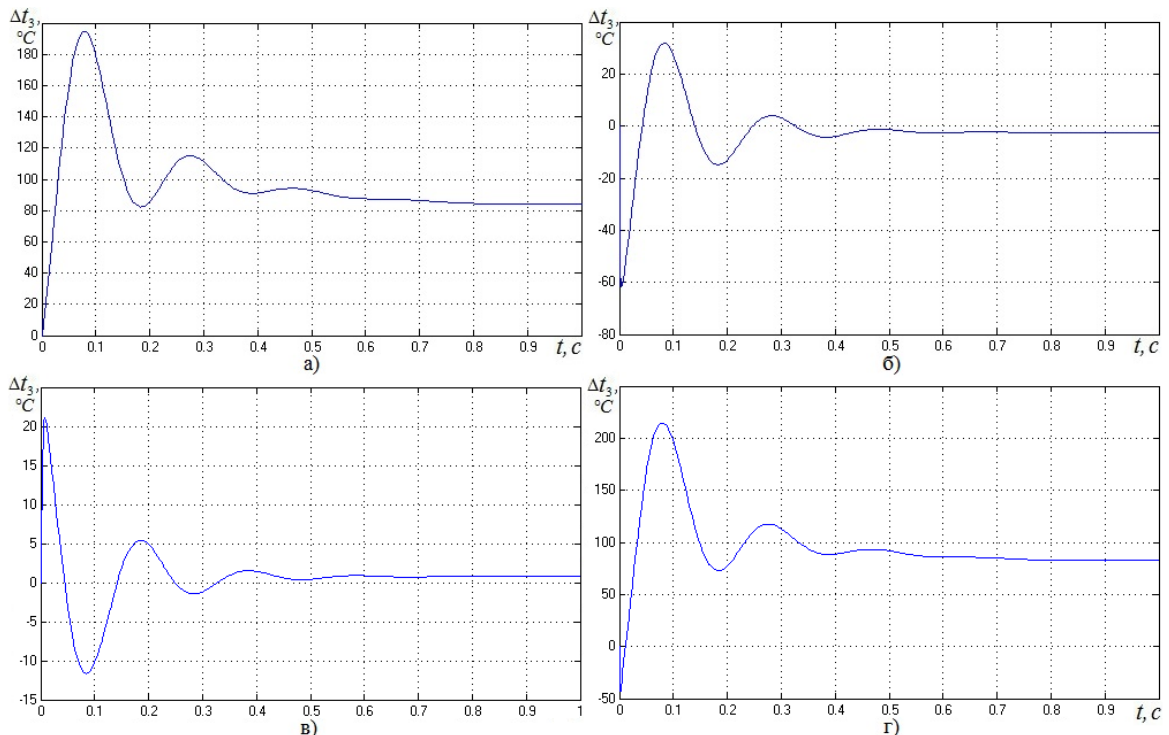


Рис. 3.4 – Переходные процессы регулирования по каналам  $N_s \rightarrow t_3$ ,  $Q_n^p \rightarrow t_3$  и

$\Delta t_1 \rightarrow \omega$ : а)  $\Delta N_s = 10 \%$ , б)  $\Delta Q_n^p = -10 \%$ , в)  $\Delta t_1 = -10 \%$

г) ПП при одновременном действии всех возмущений

Степень затухания для переходных процессов, представленных на рис. 3.4, составляет  $\psi^{N_3 \rightarrow t_3} = 0,71$ ,  $\varphi^{Q_H^p \rightarrow t_3} = 0,79$ ,  $\psi^{\Delta t_1 \rightarrow t_3} = 0,77$  и  $\psi^{\Sigma \rightarrow t_3} = 0,72$  соответственно.

Увеличение электрической нагрузки на 10 % приводит к увеличению температуры газов на выходе КС на 16,3 % (195 °С). Даже кратковременное такое увеличение температуры газов на выходе КС является нежелательным и ограничено требованиями жаропрочности материалов проточной части газовой турбины. Снижение низшей теплоты сгорания топлива на 10 % вызывает снижение температуры газов на 5,2 % (62 °С). Такое снижение температуры газов нежелательно, т.к. уменьшает работу расширения газов в турбине и тем самым снижает КПД газотурбинной установки. Снижение температуры окружающей среды на 10 % (1,5 °С) приводит к отклонению температуры газов на выходе КС на 1,75 % (21 °С). Одновременное воздействие всех возмущений оказывает существенное влияние на температуру газов на выходе КС и вызывает ее увеличение на 17,9 % (214,5 °С).

Изменение температуры сетевой воды на выходе КУ при воздействии возмущений  $\Delta N_3$  и  $\Delta Q_H^p$  по каналам  $N_3 \rightarrow t_7$ ,  $Q_H^p \rightarrow t_7$  представлено на рис. 3.5.

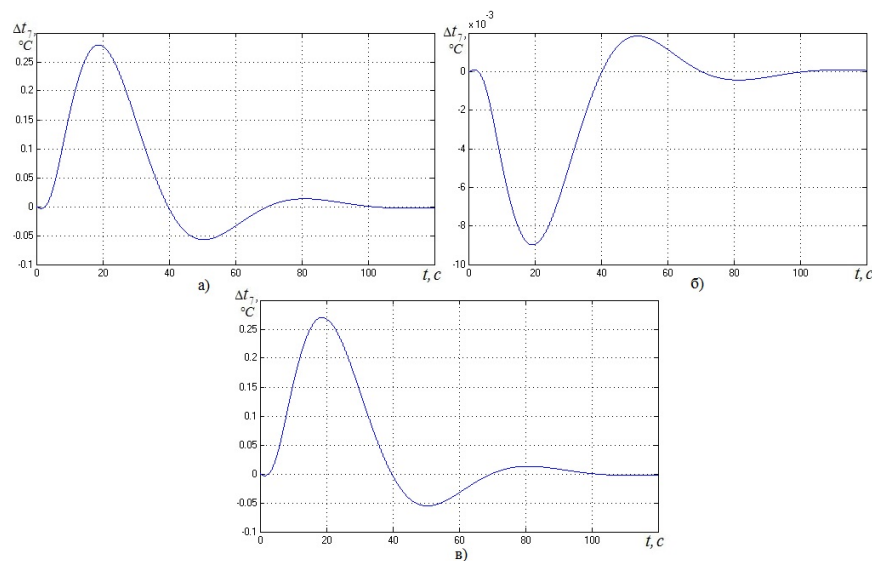


Рис. 3.5 – Переходные процессы регулирования по каналам  $N_3 \rightarrow t_3$  и  $Q_H^p \rightarrow t_3$ :

а)  $\Delta N_3 = 10\%$ , б)  $\Delta Q_H^p = -10\%$ , в) ПП при одновременном действии возмущений.

Степень затухания для переходных процессов, представленных на рис. 3.5, составляет  $\psi^{N_3 \rightarrow t_7} = 0.95$ ,  $\varphi^{Q_{II}^p \rightarrow t_7} = 0.95$  и  $\psi^{\Sigma \rightarrow t_7} = 0.95$  соответственно.

Как видно из графиков переходных процессов на рис. 3.5 изменение электрической нагрузки и низшей теплоты сгорания топлива вызывает несущественные отклонения температуры сетевой воды на выходе КУ не достигающие даже  $0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Переходные процессы изменения температуры воды на выходе подогревателей отопления и горячего водоснабжения (каналы  $t_1 \rightarrow t_{10}$ ,  $t_1 \rightarrow t_{13}$  и  $t_{14} \rightarrow t_{13}$ ) представлены на рис. 3.6.

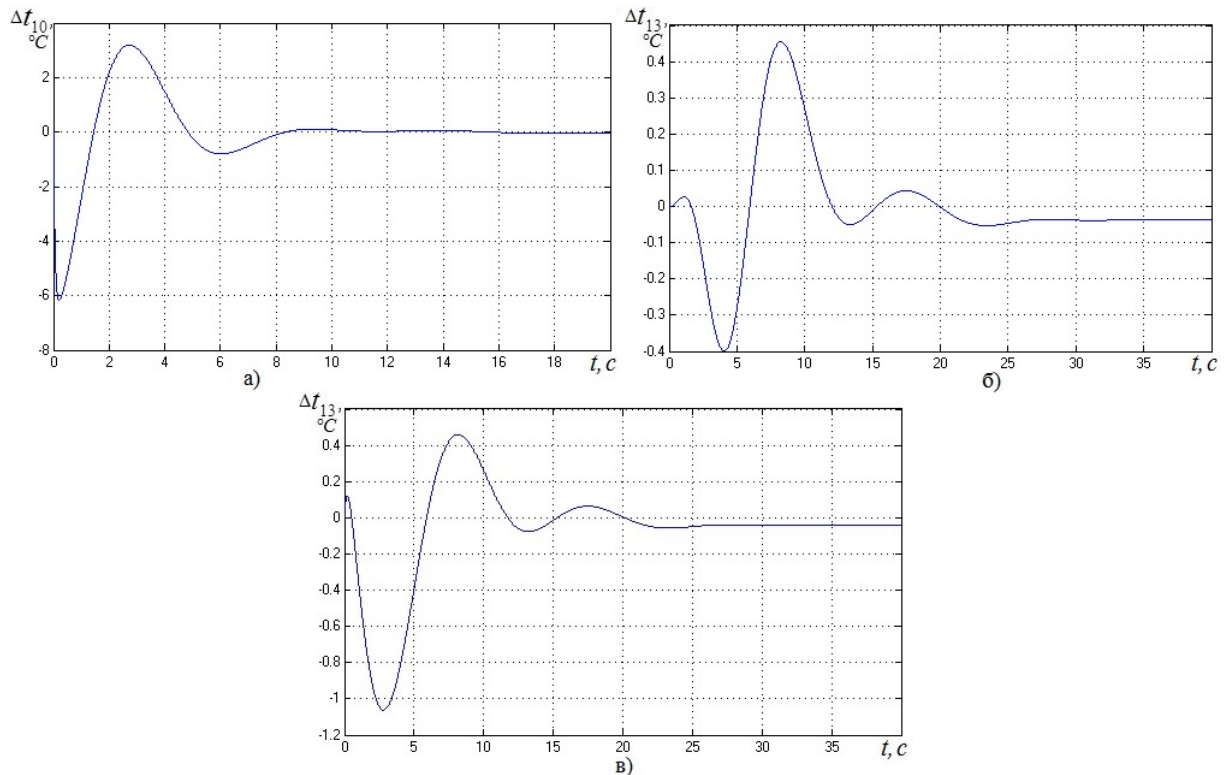


Рис. 3.6 – Переходные процессы регулирования по каналам  $t_1 \rightarrow t_{10}$ ,  $t_1 \rightarrow t_{13}$  и

$t_{14} \rightarrow t_{13}$ : а)  $\Delta t_1 = -10\%$ , б)  $\Delta t_1 = -10\%$ , в)  $\Delta t_{14} = -14\%$

Степень затухания для переходных процессов на рис. 3.6 составляет  $\psi^{t_1 \rightarrow t_{10}} = 0.87$ ,  $\psi^{t_1 \rightarrow t_{13}} = 0.88$  и  $\psi^{t_{14} \rightarrow t_{13}} = 0.93$  соответственно.

При снижении температуры окружающей среды на 10% наблюдается несущественное изменение температуры сетевой воды на выходе из подогре-

вателя отопления (-6,2 °С). Температура воды для нужд горячего водоснабжения изменяется незначительно и наибольшее ее отклонение не превышает 1 °С.

### 3.4. Коррекция системы автоматического управления КЭУ

Анализ динамики системы автоматического управления когенерационной установки показал, что изменение электрической нагрузки генератора  $\Delta N_e$  вызывает существенное отклонение температуры газов на выходе из камеры сгорания. Увеличение электрической нагрузки на 10 % приводит к увеличению температуры газов на выходе КС на 16,3 % (195 °С), что нежелательно, т.к. увеличивается термическое напряжение элементов проточной части газовой турбины [65,66,71,72].

Снижение теплотворной способности топлива  $\Delta Q_{\text{н}}^p$  на 10 % приводит к снижению температуры газов на выходе камеры сгорания на 5,2 % (62 °С), что также является нежелательным, т.к. приводит к снижению работы расширения газов на валу газовой турбины и, как следствие, снижает КПД газотурбинной установки [65,66,71,72].

С целью нейтрализации действия этих возмущений было принято решение в контур регулирования электрической нагрузкой генератора добавить сигнал по производной от изменения температуры газов на выходе из камеры сгорания (рис. 3.7). Для получения производной применено реальное дифференцирующее динамическое звено, полученное как результат алгебраической суммы передаточных функций пропорционального и инерционного звеньев.

Такая коррекция системы автоматического управления позволила учитывать влияние изменения теплоты сгорания топлива еще до изменения частоты вращения ротора и таким образом снизить влияние этого возмущения.

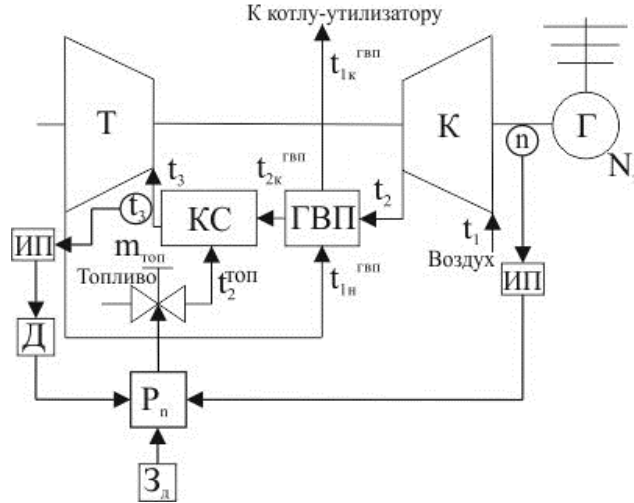


Рис. 3.7 – Структурная схема контура регулирования электрической нагрузкой генератора

Компьютерная схема модели системы автоматического управления КЭУ, дополненная сигналом по производной от температуры газов на выходе из камеры сгорания представлена на рис. 3.8.





Результаты моделирования переходных процессов с использованием дополнительного сигнала по производной и без него представлены на рис. 3.9.

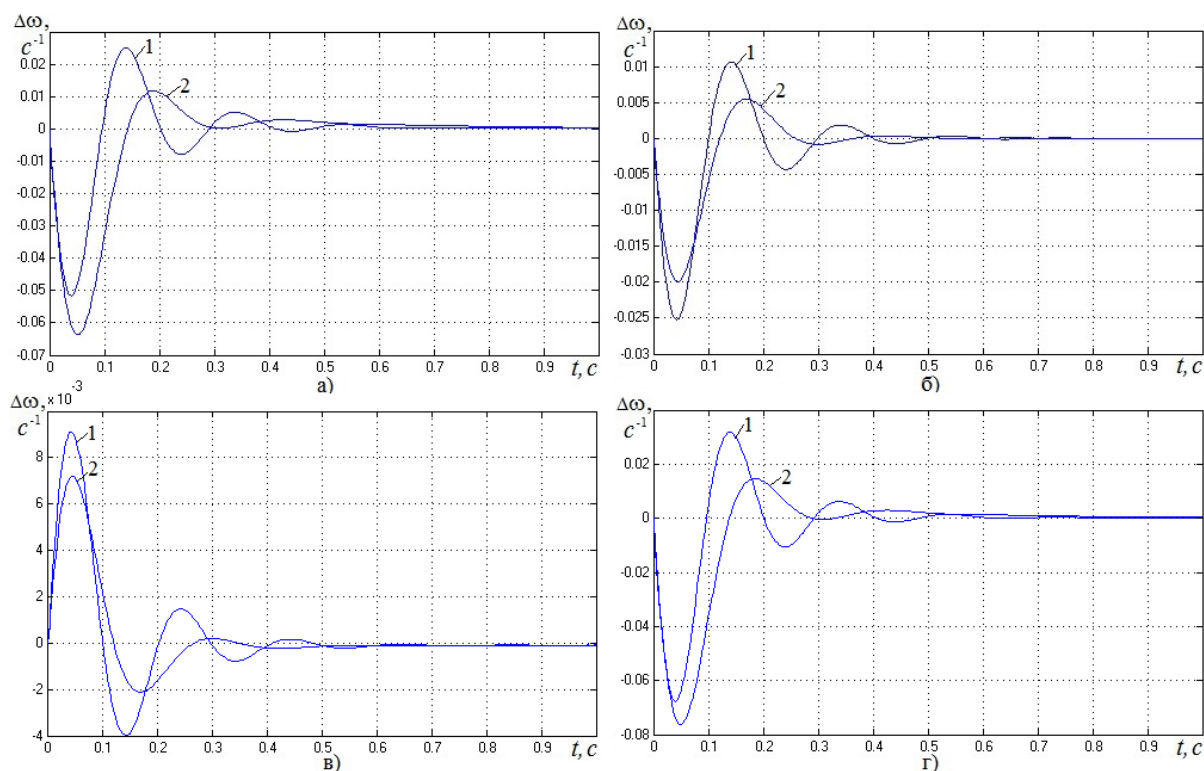


Рис. 3.9 – Переходные процессы регулирования частоты вращения ротора, при использовании ПИ-закона и дополнительного сигнала по производной  
а) 1 –  $\Delta N_s = 10\%$  (ПИ)    б) 1 –  $\Delta Q_n^p = -10\%$  (ПИ)    в) 1 –  $\Delta t_1 = -10\%$  (ПИ)  
2 –  $\Delta N_s = 10\%$  (ПИ+Д)    2 –  $\Delta Q_n^p = -10\%$  (ПИ+Д)    2 –  $\Delta t_1 = -10\%$  (ПИ+Д)  
г) ПП при одновременном действии возмущений: 1 – ПИ; 2 – ПИ+Д

Анализ полученных переходных процессов показывает качественное улучшение показателей переходных процессов по всем каналам: увеличение степени затухания, уменьшение динамических забросов и времени регулирования. Для всех переходных процессов после введения сигнала по производной степень затухания стала выше 0,95, что говорит об увеличении запаса устойчивости системы. Наиболее существенное улучшение наблюдается при изменении нижней теплоты сгорания топлива и температуры окружающей среды (рис. 3.9 б, в). Первый динамический заброс, соответственно порядку нанесения возмущений, уменьшился на

20,4 % и 21,1 %, степень затухания колебаний возросла соответственно на 15,7 % и 15,8 %. Это обстоятельство позволит снизить термическое напряжение на элементы проточной части газовой турбины и продлить срок их службы.

Незначительное увеличение первого динамического заброса на рис. 3.9, а объясняется тем, что возмущение по изменению электрической нагрузки практически мгновенно оказывает влияние на частоту вращения ротора, однако на втором забросе уже сказывается влияние сигнала по производной и его снижение составляет 46,8 %.

Переходные процессы по изменению температуры газов на выходе из камеры сгорания представлены на рис. 3.10.

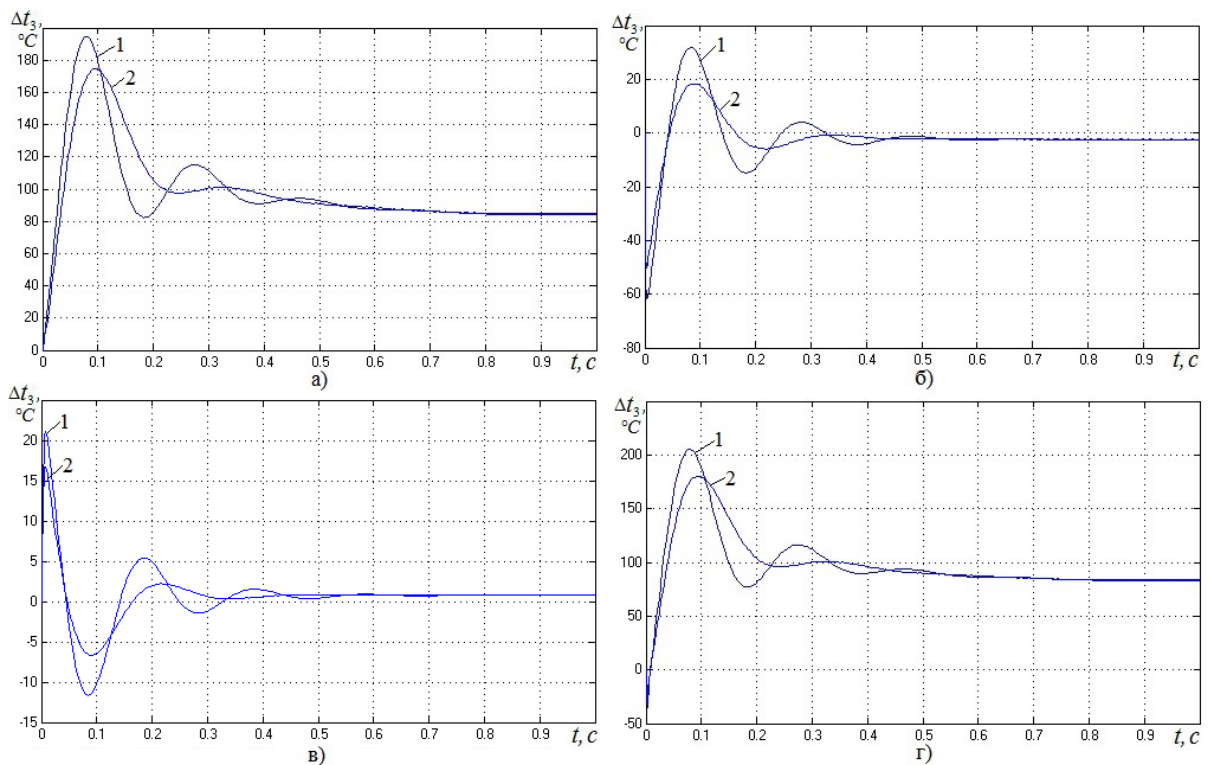


Рис. 3.10 – Переходные процессы регулирования температуры газов на выходе КС, при использовании ПИ-закона и дополнительного сигнала по производной

- а) 1 –  $\Delta N_3 = 10\%$  (ПИ)    б) 1 –  $\Delta Q_H^p = -10\%$  (ПИ)    в) 1 –  $\Delta t_1 = -10\%$  (ПИ)  
 2 –  $\Delta N_3 = 10\%$  (ПИ+Д)    2 –  $\Delta Q_H^p = -10\%$  (ПИ+Д)    2 –  $\Delta t_1 = -10\%$  (ПИ+Д)  
 г) ПП при одновременном действии возмущений.

### 3.5. Выводы по третьему разделу

В данной главе на основе математической модели синтезирована система автоматического управления когенерационной энергетической установкой. В регуляторах использован ПИ-закон регулирования, так как он достаточно прост в настройке и при этом не имеет статической ошибки. Полученная система автоматического управления позволяет учитывать изменение теплоты сгорания топлива и таким образом использовать в КЭУ виды топлива, теплота сгорания которых имеет переменное значение.

Анализ динамики КЭУ показал, что изменение электрической нагрузки генератора и одновременное действие всех внешних возмущений оказывают наибольшее влияние на частоту вращения электрогенератора и приводит к ее отклонению соответственно на  $-0,052$  Гц и  $-0,0677$  Гц, а также на температуру газов на выходе из камеры сгорания:  $194,5$  °С и  $215$  °С соответственно.

С целью улучшения качества переходных процессов и уменьшения динамических забросов в САУ был введен сигнал по производной от температуры газов на выходе КС. Такая коррекция системы автоматического регулирования позволила уменьшить отклонение температуры газов на выходе из КС по каналу  $\Delta N_s \rightarrow t_3$  на 10 %, а при суммарном действии возмущений на температуры на 13,5 %. Такое улучшение снижает термическое напряжение на элементы проточной части газовой турбины и продлевает срок их службы.

Еще одним преимуществом такого изменения САУ является увеличение степени затухания переходных процессов, которая составляет 0,95 и выше, что говорит об увеличении запаса устойчивости системы.

Таким образом, введение сигнала по производной от температуры газов на выходе камеры сгорания повышает качество переходных процессов и является целиком оправданным.

## РАЗДЕЛ 4

### ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КЭУ В УСЛОВИЯХ ИЗМЕНЕНИЯ КАЧЕСТВА ТОПЛИВА

Из-за энергетического несовершенства технологических производств многие промышленные предприятия имеют побочные газообразные продукты технологических процессов, являющиеся вторичными энергоресурсами (ВЭР). Основная задача повышения эффективности теплотехнических производств состоит в наиболее полном использовании ВЭР, в том числе в качестве энергетического или технологического топлива [99–101].

Например, на предприятиях нефтеперерабатывающей и металлургической промышленности существуют нерегулярные излишки собственных несертифицированных газов, образующиеся при переработке сырья, которые неэффективно утилизируются [23,97,99,100].

К газам искусственного происхождения относятся: генераторные газы, коксовый газ, газы, образующиеся при переработке нефти, а также получаемые из древесины, растительной массы и отходов животноводства [97,102–104]. К несертифицированным газам природного происхождения относятся шахтный метан, сопутствующий добыче угля, сланцевый газ и газы факельных выбросов, сопутствующие добыче нефти [105–112].

#### 4.1 Влияние изменения низшей теплоты сгорания топлива на энергетические характеристики КЭУ

Использование несертифицированных газов, а также газов искусственного происхождения, в качестве топлива для энергетических установок, по-

зволяет снизить расход природного газа, и как следствие, уменьшить энергоёмкость выпускаемой продукции [113–117].

Однако использование таких газов в качестве основного топлива осложняется тем, что низшая теплотворная способность этих газов может значительно изменяться и, таким образом, вносить возмущения в режим работы энергетических установок, в частности КЭУ [97,118].

В связи с этим представляет интерес исследование изменения энергетических характеристик когенерационной установки, при использовании несертифицированных видов топлива.

Для проведения анализа изменения энергетических характеристик КЭУ были выбраны несертифицированные газы такого состава, представленные в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Характеристики несертифицированных газов

Газообразное топливо	Состав газов, % по объему											Плотность, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Теплота сгорания низшая, $Q_n^p$ , кДж/кг
	Метан $CH_4$	Этан $C_2H_6$	Пропан $C_3H_8$	Бутан $C_4H_{10}$	Пентан $C_5H_{12}$	Гексан $C_6H_{12}$	Азот $N_2$	Водород $H_2$	Монооксид углерода $CO$	Двуокись углерода $CO_2$	Кислород $O_2$		
Природный газ	88,35	5,26	2,29	0,52	0,09	0,05	1,96	–	–	1,48	–	0,782	45348
Коксовый газ из каменных углей	25	2					4	58	7	3	0,2	0,800	22504
Генераторный газ (парокислородный)	9,85	1,027					2,25	59,1	21,2	1,9	0,3	1,15	11941
Коксовый газ из сланцев	23,7	5,7					2	38,6	10,9	18,8	0,3	0,65	30918
Генераторный газ (водяной)	0,5	–					6,4	48,0	38,5	6	0,2	0,7	14953
Шахтный метан	68,6	2,6					10,7	–	–	10,6	0,5	0,72	40124
Газ при перегонке нефти	20,7	16,1	36,1	20,5	6,3	–	–	0,3	–	–	–	1,726	46528
Висбрекинг	51,5	23,6	12,5	4,9	2	–	–	5,5	–	–	–	1,065	48069
Крекинг газ	6,9	2,2	0,7	0,4	0,2	–	–	89,6	–	–	–	0,178	78322

Из таблицы видно, что низшая теплота сгорания выбранных газов меняется в достаточно широком диапазоне: от 11941 кДж/кг до 78322 кДж/кг. Следовательно, можно предположить, что и температура газов на выходе из камеры сгорания также будет существенно изменяться.

По данным таблицы были проведены тепловые расчеты первичного двигателя когенерационной установки (ГТУ) для разных видов несертифицированных топлив, позволяющие оценить изменение энергетических характеристик работы установки. Результаты расчетов сведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2 – Результаты тепловых расчетов ГТУ

№ п/п	Вид газообразного топлива	Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Низшая теплота сгорания, $Q_n^p$ , кДж/кг	Теоретически необходимое кол-во воздуха для сжигания 1 кг газа, $G_B^0$ , кг/кг	Расход воздуха через компрессор, $G_B$ , кг/с	Расход топлива, $G_{топ}$ , кг/с	Расход газов через турбину, $G_T$ , кг/с	Температура газов на выходе КС, $t_3$ , °С
1.	Генераторный газ (парокислородный)	1,150	11941	3,17	10,18	0,825	10,95	654,3
2.	Генераторный газ (водяной)	0,700	14953	3,68	10,58	0,663	11,19	703,5
3.	Коксовый газ из каменных углей	0,800	22504	6,43	11,04	0,446	11,43	826,8
4.	Коксовый газ из сланцев	0,650	30918	7,97	11,35	0,326	11,62	964,3
5.	Шахтный метан	0,720	40124	11,74	11,48	0,252	11,68	1114,7
6.	Природный газ	0,782	45348	15,74	11,47	0,224	11,64	1200,0
7.	Газ при перегонке нефти	1,726	46528	15,61	11,51	0,218	11,68	1219,3
8.	Висбрекинг	1,065	48069	16,36	11,52	0,212	11,68	1244,4
9.	Крекинг газ	0,178	78322	24,22	11,75	0,130	11,82	1738,6

Из результатов расчетов, представленных в таблице 4.2, видно, что с изменением низшей теплоты сгорания топлива изменяется и теоретически необходимое количество воздуха  $G_B^0$  для сжигания газа (рис. 4.1), а это влечет за собой изменение расхода воздуха через компрессор и расхода топлива  $G_{топ}$ .

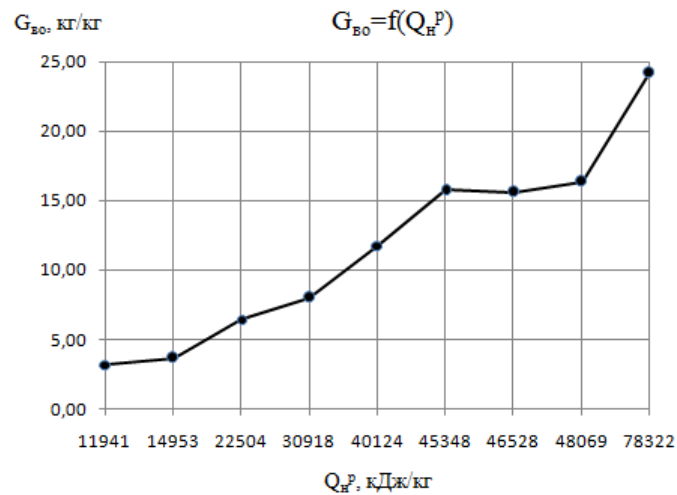


Рис. 4.1 – Изменение теоретически необходимого количества воздуха в зависимости от теплоты сгорания топлива

Также с изменением теплотворной способности топлива изменяется и температура газов на выходе из камеры сгорания  $t_3$  (рис. 4.2). Снижение температуры газов на выходе из камеры сгорания влечет за собой снижение полезной работы газовой турбины, т.к. уменьшается работа расширения газов на валу турбины, а, следовательно, и КПД всей газотурбинной установки [65,119]. Повышение температуры газов выше расчетной (1200 °С), вследствие увеличения теплотворной способности топлива, также недопустимо требованием жаропрочности материалов проточной части турбины.

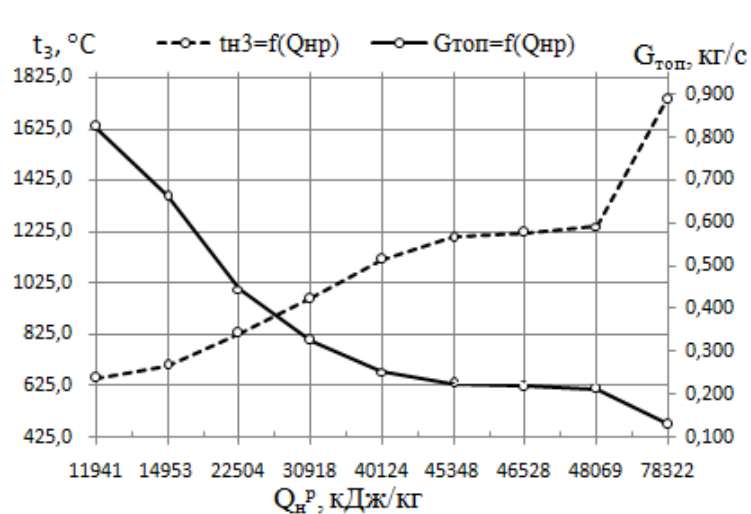


Рис. 4.2 – Изменение расхода топлива и температуры газов на выходе КС

Таким образом, при сжигании несертифицированных газов, для которых теплота сгорания имеет непостоянное значение, существует необходимость в регулировании температуры газов на выходе камеры сгорания.

#### 4.2 Влияние перераспределения потоков первичного и вторичного воздуха на температуру газов на выходе из камеры сгорания

Для цели регулирования температуры газов на выходе КС предложено использовать перераспределение потоков первичного и вторичного воздуха в камере сгорания.

Поток воздуха, идущий в камеру сгорания от компрессора равен сумме первичного воздуха  $G_{в1}$ , поступающего в жаровую трубу и участвующего в процессе горения, и вторичного воздуха  $G_{в2}$  (рис. 4.3) [79], охлаждающего жаровую трубу и поступающего на выход камеры сгорания для охлаждения газов, выходящих из жаровой трубы [120]:  $G_{в} = G_{в1} + G_{в2}$ .

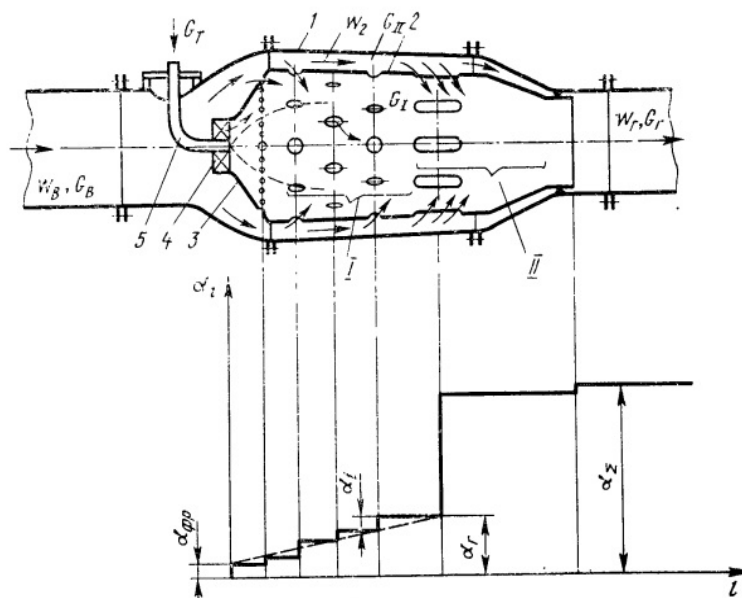


Рис. 4.3 – Схема камеры сгорания



При увеличении теплотворной способности топлива, температура газов на выходе камеры сгорания возрастает. Для ее снижения следует уменьшить расход топлива в камеру сгорания.

Таким образом, изменение низшей теплоты сгорания топлива в большую сторону от номинального значения, не вызывает трудностей при управлении когенерационной энергетической установкой.

В случае же, уменьшения теплотворной способности топлива, температура газов на выходе камеры сгорания также снижается. В этом случае следует увеличивать расход топлива, поступающего в камеру сгорания.

Так как в камерах сгорания газотурбинных установок процесс горения протекает при большом коэффициенте избытка воздуха ( $\alpha = 3 \div 5$ ) [65,66,79], увеличение расхода топлива в небольших пределах от номинального значения не потребует увеличения подачи воздуха. При больших значениях расхода топлива рекомендуется увеличение расхода воздуха в жаровую трубу за счет использования части вторичного воздуха.

Но в случае, когда регулирующий орган максимально открыт, а температура газов на выходе из камеры сгорания все еще ниже расчетного значения, тогда для ее повышения возможно снижение расхода вторичного воздуха, и перепуск его, например, в одну из ступеней газовой турбины. Это позволит сохранить неизменным расход газов через турбину.

Изменение температуры газов на выходе из камеры сгорания в зависимости от изменения количества вторичного воздуха, подаваемого на выход камеры сгорания, приведено на рис. 4.4 (вид топлива в данном случае – шахтный метан).

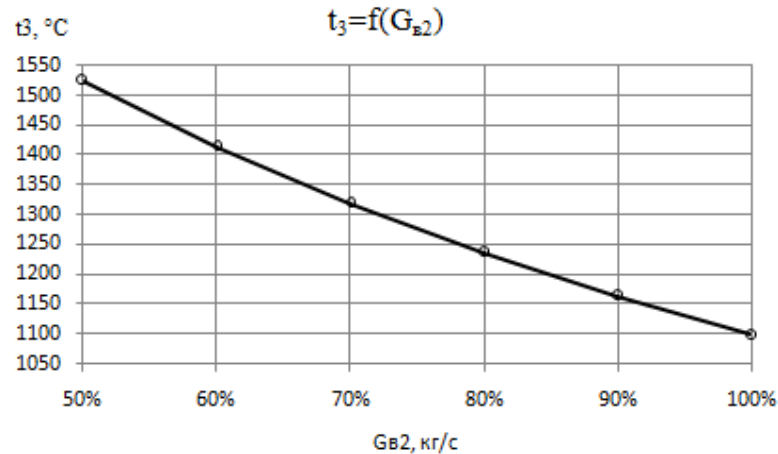


Рис. 4.4 – Изменение температуры газов на выходе КС в зависимости от изменения количества вторичного воздуха

Из графика, приведенного на рис. 4.4 видно, что снижение расхода вторичного воздуха на 50% приводит к увеличению температуры газов на выходе КС до 1570 °С. Такое значение температуры является завышенным и говорит о том, что изменять расход вторичного воздуха следует в меньшем диапазоне. Из графика видно, что снижение расхода вторичного воздуха на 15 % достаточно для поднятия температуры газов со 1104 °С до 1200 °С.

Структурная схема стабилизации температуры газов на выходе из камеры сгорания представлена на рис. 4.5.

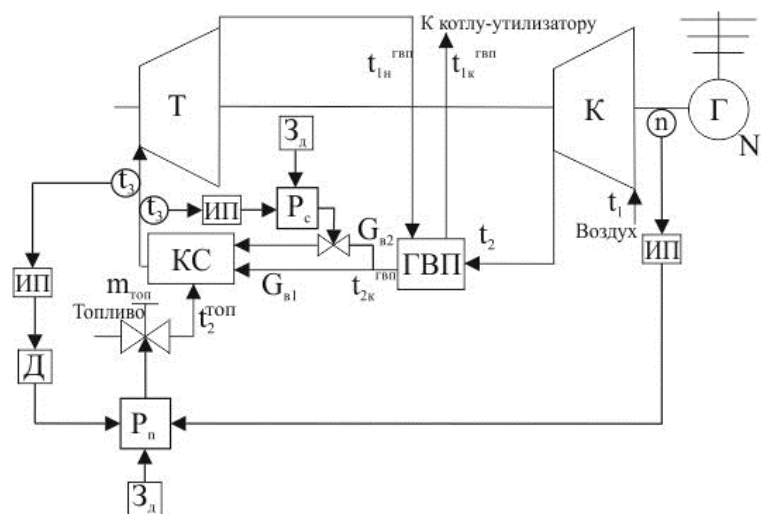


Рис. 4.5 – Схема стабилизации температуры газов на выходе камеры сгорания

Значения расходов вторичного воздуха для всех рассматриваемых видов искусственных газов приведены в таблице 4.3. Порядковый номер газа в таблице 4.2 соответствует порядковому номеру в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Зависимость температуры газов от расхода вторичного воздуха

Порядковый номер топлива из табл. 4.2	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9
$G_{B2}$ , кг/с	$t_3$ , °C								
0%	1483	1595	1875	2186	2527	2721	2764	2821	3942
10%	1317	1416	1664	1940	2243	2415	2453	2504	3499
20%	1183	1272	1496	1744	2016	2171	2205	2251	3145
30%	1075	1156	1358	1584	1831	1971	2003	2044	2856
40%	984	1058	1244	1451	1677	1805	1834	1872	2616
50%	908	976,3	1148	1338	1547	1665	1692	1727	2413
60%	843	906,1	1065	1242	1436	1546	1570	1603	2239
70%	786	845,2	993	1159	1339	1442	1465	1495	2089
80%	737	792	931	1086	1255	1351	1373	1401	1957
90%	693	745,1	876	1021	1181	1271	1291	1318	1842
100%	654	703,5	827	964	1115	1200	1219	1244	1739

Результаты расчетов, приведенные в таблице 4.3, свидетельствуют о значительном изменении температуры газов при снижении расхода вторичного воздуха. Данные таблицы приведены для номинального значения расхода топлива ( $G_{\text{топ}}^{\text{ном}} = 0,224$  кг/с) и не учитывают увеличение расхода топлива с уменьшением температуры газов.

Логично предположить, что с увеличением расхода топлива будет уменьшаться количество вторичного воздуха, отбираемого на выходе КС с целью повышения температуры газов на входе в турбину.

Цель исследования состоит в том, чтобы выделить предельно возможное снижение теплотворной способности топлива, которое позволит когенерационной установке работать без снижения эффективности с учетом того, что максимальное значение расхода топлива ограничено пропускной способ-

ностью топливного клапана. Значения температуры газов на выходе КС при максимальном значении расхода топлива приведены в табл. 4.4.

Таблица 4.4 – Значения температуры газов на выходе КС при максимальном расходе топлива

Порядковый номер топлива из табл. 4.2	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9
$G_{B2}$ , кг/с	$t_3$ , °C								
0%	1572	1706	2041	2415	2824	3057	3109	3178	4522
10%	1395	1514	1812	2144	2507	2713	2759	2820	4013
20%	1254	1361	1629	1927	2253	2439	2480	2535	3608
30%	1139	1236	1479	1750	2046	2215	2253	2302	3276
40%	1043	1132	1355	1603	1874	2028	2063	2109	3001
50%	962	1044	1250	1478	1729	1871	1903	1945	2768
60%	893	969	1160	1372	1604	1736	1766	1805	2569
70%	833	903,9	1082	1280	1497	1620	1648	1684	2396
80%	781	847	1014	1199	1403	1518	1544	1578	2246
90%	734	796,9	954	1128	1320	1428	1452	1484	2113
100%	693	752,3	900	1065	1246	1348	1371	1401	1995

Опираясь на данные таблицы 4.4 можно сделать следующий вывод. Теоретически для рассматриваемой когенерационной установки в качестве топлива можно использовать все рассмотренные газы искусственного происхождения. Диапазон изменения теплотворной способности топлива при этом составляет от 11941 кДж/кг до 78322 кДж/кг.

Для топлив с теплотворной способностью ниже 30981 кДж/кг эксплуатация КЭУ будет происходить на расходах топлива близких к максимальным. Это говорит о том, что для этих топлив поддержание температуры в заданных пределах возможно только за счет перераспределения потока вторичного воздуха. Такой вариант регулирования может иметь невысокую надежность и точность, т.к. отсутствует возможность для маневрирования при увеличении электрической нагрузки.

Таким образом, можно выделить пределы снижения теплотворной способности топлива, позволяющие эксплуатацию когенерационной установки без снижения эффективности. Таким пределом является значение теплотворной способности 30981 кДж/кг.

Однозначное же решение по поводу применения в ГТУ искусственных газов с более низким значением теплоты сгорания и перераспределения потоков первичного и вторичного воздуха для регулирования температуры газов требует проведения дополнительных тепловых и конструктивных расчетов ГТУ и не входит в рамки данной исследовательской работы. В работе рассматривалась лишь оценка влияния перераспределения потоков первичного и вторичного воздуха на температуру газов на выходе КС и эффективность работы КЭУ в целом. Оценка проводилась на основании тепловых расчетов статических режимов работы когенерационной установки, и носит рекомендательный характер.

## ВЫВОДЫ

Диссертационная работа содержит ранее незащищенные научные положения и полученные автором новые научно обоснованные результаты, заключающиеся в разработке системы автоматического управления когенерационной энергетической установкой, которая позволяет повысить технико-экономические показатели установки за счет учета изменения качества топлива.

1. Во время проведения анализа существующих тепловых схем утилизации теплоты уходящих газов было обнаружено много различных вариантов схем утилизации. С целью выбора наиболее экономичной схемы был проведен расчет тепловых схем ГТУ и технико-экономических показателей установки. Таким образом была выбрана схема регенерации, что обеспечивает снижение расхода топлива на 12,5 % и работу установки со значением КПД 91,22 %.

Также в работе проведен анализ современного состояния вопросов автоматического управления когенерационными энергетическими установками. В ходе анализа выяснено, что ни одна из известных схем управления когенерационной энергетической установкой не позволяет проводить учет изменения качества топлива.

2. Обоснована необходимость усовершенствования математической модели когенерационной энергетической установки с целью учета изменения качества топлива.

3. Опираясь на полученную математическую модель когенерационной энергетической установки проведено исследование динамических характеристик КЭУ в условиях влияния присущих ей внутренних и внешних возмущений на основные регулируемые параметры:  $\omega$ ,  $t_3$ ,  $t_7$ ,  $t_{10}$  и  $t_{13}$ . Исследовано, что наиболее влиятельными являются возмущения по изменению электрической нагрузки  $N_3$ , теплотворной способности топлива

$Q_n^p$  и температуры окружающей среды  $t_1$ . Влияние этих возмущений приводит к существенным отклонениям всех регулируемых параметров.

4. Основным преимуществом впервые разработанной системы управления КЭУ, учитывающей изменение качества топлива, есть возможность использования газообразных топлив искусственного происхождения. Такое решение обосновано возможностью таким образом снизить затраты на приобретение природного газа и тем самым снизить энергоемкость продукции. В результате анализа динамики системы автоматического управления когенерационной энергетической установкой были получены переходные процессы регулирования по основным каналам:  $N_3 \rightarrow \omega$ ,  $Q_n^p \rightarrow \omega$ ,  $N_3 \rightarrow t_3$  и  $Q_n^p \rightarrow t_3$ . Введение сигнала по производной по температуре газов на выходе из камеры сгорания приводит к улучшению переходных процессов регулирования. Уменьшение первого динамического заброса по каналу  $Q_n^p \rightarrow \omega$  на 34 %, а по каналу  $Q_n^p \rightarrow t_3$  на 14,9 %.

5. Определено, что теоретически возможна эксплуатация КЭУ при использовании топлив с теплотворной способностью в диапазоне от 11941 до 78322 кДж/кг. Однако для топлив, теплотворная способность которых ниже 30981 кДж/кг эксплуатация КЭУ будет происходить на близких к максимальных или максимальных значениях расхода топлива. Но такой вариант эксплуатации может носить кратковременный характер, поскольку отсутствует возможность для маневрирования при увеличении электрической мощности установки обусловленную ростом электрической нагрузки.

6. Определено, что в качестве регулирующего воздействия для регулирования температуры газов на выходе из камеры сгорания возможно использование перераспределения потоков первичного и вторичного воздуха. Но однозначное решение по применению в ГТУ перераспределения потоков воздуха для регулирования температуры газов требует проведения дополнительных тепловых и конструктивных расчетов ГТУ, которые выходят за рамки данной исследовательской работы. В работе

рассматривалась оценка влияния перераспределения потоков воздуха на температуру газов на выходе камеры сгорания, которая носит рекомендательный характер.



## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Фищук, Н.И. Энергосбережение. Мнение ученых и практиков [Текст] / Н.И. Фищук // Пром. теплотехника. – 2009. Т.31, №7. – С. 155 – 157.
2. Долінський, А.А. Державна цільова програма (проект) модернізації комунальної теплоенергетики на 2010–2014 роки [Текст] / А. Долінський, Б. Басок, Є. Базєєв // Вісн. НАН України. – 2009. – № 10. – С. 3 – 8.
3. Шубенко, А.Л. Возможности повышения эффективности малых паротурбинных ТЭЦ за счет расширения газотурбинными надстройками [Текст] / А.Л. Шубенко, Н.В. Лыхвар, А.В. Сенецкий // Сб. научн. тр. "Вестник НТУ "ХПИ": Энергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2010. – №3. – С. 30 – 36.
4. Чепурний, М.М. Газопарові установки на базі газотурбінних і теплофікаційних парових турбін [Текст] / М.М. Чепурний, С.Й. Ткаченко, О.В. Антропова // Вісн. Вінницького політехн. інст. – 2010. – №2. – С. 34 – 38.
5. Чепурний, М.М. Теплоелектроцентралі на базі газотурбінних установок і парових турбін з низькотемпературним робочим тілом [Текст] / М.М. Чепурний, С.Й. Ткаченко // Вісн. Вінницького політехн. інст. – 2010. – №4. – С. 21 – 25.
6. Немировский, И.А. Современные проблемы энергоэффективности [Текст] / И.А. Немировский // Сб. научн. тр. "Вестник НТУ "ХПИ": Энергетика: надежность и энергоэффективность. – 2010. – №1. – С. 130 – 132.
7. Долінський, А.А. Комунальна теплоенергетика України: стан, проблеми, шляхи модернізації: колективна монографія [Текст] / А.А. Долінський, Б.І. Басок, Е.Т. Базєєв, І.А. Пироженко. – К.: т. 1-2. – 2007. – 828 с.
8. Долінський, А.А. Програми технічної модернізації комунальної теплоенергетики регіонів України [Текст] / А.А. Долінський, Б.І. Басок, Г.П.

- Кучін, Є.Т. Базєєв, В.Я. Скрипко, В.Б. Капустін, О.І. Чайка // Пром. теплотехника. – 2009. – № 1. – Т.31. – С. 5-14.
9. Баласанян, Г.А. Анализ эффективности интегрированных систем энергосбережения на базе установок когенерации малой мощности и возобновляемых источников энергии [Текст] / Г.А. Баласанян, А.С. Мазуренко // Теплова енергетика. – 2008. – №1. – С. 7 – 10.
  10. Волощук, В.А. Термодинамічна оптимізація зразкових циклів деяких схем ГТУ та ПГУ [Текст] / В.А. Волощук // Сб. научн. тр. "Вестник НТУ "ХПИ": Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2011. – №6. – С. 77 – 87.
  11. Братута, Э.Г. Повышение эффективности теплообменных аппаратов газотурбинных установок на базе системного анализа и многопараметрической оптимизации [Текст] / Э.Г. Братута, А.Н. Ганжа, Н.А. Марченко // Сб. научн. тр. "Вестник НТУ "ХПИ": Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2009. – №3. – С. 128 – 133.
  12. Андриященко, А.И. Повышение эффективности систем теплофикации при совместной работе районных ТЭЦ, котельных и малых ТЭЦ [Текст] / А.И. Андриященко, Ю.Е. Николаев, С.В. Сизов // Промышленная энергетика. – 2008. – №10. – С. 19 – 22.
  13. Lebedev, A.S. Experience gained from operation of the GTE-160 gas turbine installation and prospects for its modernization [Text] / A.S. Lebedev, A.Y. Pavlov, F. Richer, A.A. Adamchuk // Thermal engineering. – 2013. – Vol. 60, Issue 2. – P. 89 – 91. doi: 10.1134/S0040601513020043
  14. Русецкий, Ю.А. Расчетное исследование работы газотурбинной установки ГТЭ-45 на режимах частичной мощности [Текст] / Ю.А. Русецкий, В.А. Седунин, В.В. Ермолаев // Теплоэнергетика. – 2009. – №4. – С. 23 – 25.

15. Lebedev, A.S. Trends in increasing gas-turbine units efficiency [Text] / A.S. Lebedev, S.V. Kostennikov // Thermal engineering. – 2008. – Vol. 55, Issue 6. – P. 461 – 468. doi: 10.1134/S0040601508060037
16. Ol'khovskii, G.G. Prospective gas turbine and combined-cycle units for power engineering (a Review) [Text] / G.G. Ol'khovskii // Thermal engineering. – 2013. – Vol. 60, Issue 2. – P. 79 – 88. doi: 10.1134/S0040601513020067
17. Карапетян, К.В. Модернизация энергоблока №5 Разданской ТЭС с газотурбинной надстройкой по сбросной схеме [Текст] / К.В. Карапетян, К.Б. Саргсян, С.Х. Ерицян, Г.С. Петросян, А.В. Автандилян, М.В. Мкртчян, А.А. Аракелян // Теплоэнергетика. – 2012. – №2. – С. 38 – 42.
18. Ганжа, А.Н. Усовершенствование стационарной газотурбинной установки выбором рациональных параметров регенератора-воздухоподогревателя [Текст] / А.Н. Ганжа, Н.А. Марченко // Сб. научн. тр. "Вестник НТУ "ХПИ": Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2012. – №7. – С. 124 – 128.
19. Ol'khovskii, G.G. The first results of testing high-capacity power gas turbine plants [Text] / G.G. Ol'khovskii // Thermal Engineering. – 2014. – Vol. 61, Issue 1. – P. 4–11. doi: 10.1134/S004036361401010X
20. Герушин, А.Н. Энергоэкономическая эффективность утилизации теплоты [Текст] / А.Н. Герушин, А.П. Нищик // Пром. теплотехника. – 2009. – Т.31. – №2. – С. 82 – 86.
21. Кучеренко, О.С. Характеристики газотурбинных двигателей с воздушными турбинными теплоутилизационными установками [Текст] / О.С. Кучеренко, С.Н. Мовчан, А.А. Филоненко, В.Н. Чобенко, В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Восточно-европ. журнал передов. технол. – 2010. – №3(45). – С. 26 – 31.
22. Сулимов, Д.Д. Газотурбинные установки ОАО «Авиадвигатель» для работы на синтез-газе, полученном в результате газификации угля [Текст] / Д.Д. Сулимов // Теплоэнергетика. – 2010. – №2. – С. 27 – 29.

23. Розенгарт, Ю.И. Вторичные энергетические ресурсы черной металлургии и их использование [Текст] / Ю.И. Розенгарт – К. : «Высш. шк.», 2008. – 328 с.
24. Дякун И.Л. Энергетическая эффективность когенерационных схем шахтного энергокомплекса [Электронный ресурс] / И.Л. Дякун, И.Ю. Козарь // Геотехнічна механіка: Межвед. сб. науч. тр. – Днепропетровск: ИГТМ НАНУ. – 2013. – Вип. 110. – Режим доступа: <http://dspace.nbu.gov.ua/handle/123456789/60041>
25. Болога, А.М. Очистные сооружения как возобновляемый источник биотоплива для когенерационных технологий [Текст] / А.М. Болога // Пром. теплотехника. – 2009. – Т.31, №7. – С. 97 – 98.
26. Chirkov, V.G. Mini thermal power stations operating on pyrolyzed fuel [Text] / V.G. Chirkov // Thermal Engineering. – 2007. – Vol. 54, Issue 8. – P. 626 – 630. doi: 10.1134/S004060150708006X
27. Шокотов, Н.К. Безвыбросная ГТУ и ее эффективность [Текст] / Н.К. Шокотов, Е.И. Янтовский // Сб. научн. тр. "Вестник НТУ "ХПИ": Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – 2010. – №3. – С. 75 – 81.
28. Шевцов, А.П. Модульные регенераторы для газотурбинных установок [Текст] / А.П. Шевцов, В.В. Кузнецов // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2010. – №3/3(45). – С. 12 – 14.
29. Фаворский, О.Н. Выбор тепловой схемы и профиля отечественной мощной энергетической ГТУ нового поколения и ПГУ на ее основе [Текст] / О.Н. Фаворский, В.Л. Полищук // Теплоэнергетика. – 2010. – №2. – С. 2 – 6.
30. Дубинин, В.С. Комбинированная выработка тепловой и электрической энергии в котельных [Текст] / В.С. Дубинин, К.М. Лаврухин // Новости теплоснабжения. – 2002. – №4. – С. 44 – 47.

31. Басок Б.И. Анализ когенерационных установок. Часть 1. Классификация и основные показатели [Текст] / Б.И. Басок, Е.Т. Базеев, В.М. Диденко, Д.А. Коломейко // Пром. теплотехника. – 2006. – Т.28, №3. – С. 83 – 89.
32. Основы когенерации и малой энергетики [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.cogeneration.ru/base-benefits/base.html?&students> – Название с экрана.
33. Чепурний, М.М. Застосування прибудованих турбін на теплоелектроцентралях з протитисковими турбінами [Текст] / М.М. Чепурний, С.Й. Ткаченко, С.В. Дишлюк // Вісн. Вінницького політехн. інст. – 2011. – №4. – С. 82 – 85.
34. Джулий, А.В. Теплоутилизационный блок мини-ТЭЦ на базе ДВС [Текст] / А.В. Джулий, Л.Б. Директор, В.М. Зайченко, А.В. Марков // Теплоэнергетика. – 2010. – №1. – С. 61 – 65.
35. Гительман, Л.Д. Энергетический бизнес : учеб. пособие [Текст] / Л.Д. Гительман, Б.Е. Ратников. – М. : Дело, 2006. – 600 с.
36. Kotler, V. R. Mini cogeneration stations: Foreign experience [Text] / V. R. Kotler // Thermal Engineering. – 2006. – Vol. 53, Issue 8. – P. 659 – 662. doi: [10.1134/S0040601506080143](https://doi.org/10.1134/S0040601506080143)
37. Басок, Б.И. Энергетические и экологические показатели когенерационной установки электрической мощностью 1 МВт и тепловой мощностью 1,2 М.Вт [Текст] / Б.И. Басок, Д.А. Коломейко, Л.М. Кужель // Пром. теплотехника. – 2009. – №2, Т.31. – С. 42 – 49.
38. Сазаев, Ж.О. Дизельные установки с когенерацией энергии [Электронный ресурс] / Ж.О. Сазаев, Р.А. Мусабеков: Режим доступа: [http://www.rosteplo.ru/Tech\\_stat/stat\\_shablon.php?id=386](http://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=386) – Название с экрана.
39. Чепурний, М.М. Сучасні проблеми теплофікації [Текст] / М.М. Чепурний, Н.В. Пішеніна, О.В. Куцак // Вісн. Вінницького політехн. інст. – 2010. – №5. – С. 68 – 71.

40. Колегов, Ю.Е. Повышение эффективности теплоснабжения при реконструкции энергоисточников и модернизации систем газоснабжения [Текст] / Ю.Е. Колегов, Н.В. Стенников, А.В. Федяев // Теплоэнергетика. – 2012. – №4. – С. 53 – 59.
41. Ключнікова, М.В. Комунальна теплоенергетика: оновлення основних фондів за допомогою лізингу [Електронний ресурс] / М.В. Ключникова // Економічний вісник НТУУ «КПІ». – 2012. – Режим доступу: <http://economy.kpi.ua/ru/node/359> – Назва з екрану.
42. Гончарова, Е.Е. Оценка качества работы системы централизованного теплоснабжения [Текст] / Е.Е. Гончарова // Сб. научн. тр. "Вестник НТУ "ХПИ": Энергетика: надежность и энергоэффективность. – 2011. – №3. – С. 41 – 50.
43. Малюта, О. В. Ресурсосбережение в сфере предоставления жилищно-коммунальных услуг [Електронний ресурс] / О. В. Малюта // Економіка Промисловості. – 2009. – №45(2). – С. 176 – 181. – Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/j-pdf/econpr\\_2009\\_2\\_25.pdf](http://nbuv.gov.ua/j-pdf/econpr_2009_2_25.pdf) – Название с экрана.
44. Клименко, В.Н. Законодательное, нормативное и технологическое обеспечение развития когенерационных технологий [Текст] / В.Н. Клименко, Сабашук П.П. // Наукові праці: Техногенна безпека. – 2005. – Т.41, Вип. 28. – С. 8 – 12.
45. Фиалко, Н.М. Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок различного типа [Текст] / Н.М. Фиалко, Ю.В. Шеренковский, А.И. Степанова и др. // Пром. теплотехника. – 2008. – Т.30, №3. – С. 68 – 76.
46. Чепурний, М.М. Енергетична ефективність утилізації теплоти відхідних газів [Текст] / М.М. Чепурний, І.М. Димніч, О.В. Куцак // Вісн. Вінницького політехн. інст. – 2011. – №3. – С. 37 – 40.
47. Герушин А.Н. Разработка и внедрение эффективных теплоутилизаторов на основе теплопередающих элементов испарительно-конденсационного

- типа [Текст] / А.Н. Герушин, А.П. Нищик // Пром. теплотехника. – 1997. – Т.19, №6. – С. 69 – 73.
48. Безродный М.К. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах [Текст] / М.К. Безродный, И.Л. Пиоро, Т.О. Костюк. – К.: Факт. – 2003. – 480 с.
49. Грунь, А.И. Современные методы проектирования систем тепло- и холодоснабжения с применением энергосберегающего оборудования. Практическая реализация проектов [Текст] / А.И. Грунь, С.Ю. Юрковский, А.А. Климчук // Сб. научн. тр. "Вестник НТУ "ХПИ": Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2012. – №8. – С. 150 – 153.
50. Кремнев, В.О. Применение щелевых теплообменных аппаратов в системах утилизации высокотемпературных ВЭР [Текст] / В.О. Кремнев, Шпильберг Л.Е., Тимощенко А.В., Гартвиг А.П. // Пром. теплотехника. – 2009. – Т.31, №7. – С.79 – 83.
51. Gotovskiy, M.A. Use of combined steam-water and organic rankine cycles for achieving better efficiency of gas turbine units and internal combustion engines [Text] / M.A. Gotovskiy, V.K. Aref'ev, M.I. Grinman, V.I. Fomin, A.A. Grigor'ev // Thermal Engineering. – 2012. – Vol. 59, № 3. – С. 236 – 241. doi: 10.1134/S0040601512030032
52. Клименко, В.Н. Когенерационные системы с тепловыми двигателями (Справ. пособие) [Текст] / В.Н. Клименко, А.И. Мазур, П.П. Сабашук. – Ч.1–3. – К.: 2008. – 560 с.
53. Бундюк, А.Н. Разработка алгоритма для расчета статики когенерационной энергетической установки [Текст] / А.Н. Бундюк, Е.О. Улицкая // – Одеса, Холодильна техніка і технологія. 2013. № 3(143) – С. 34 – 40.
54. Билека, Б.Д. К выбору энергетического оборудования когенерационных установок малой и средней мощности [Текст] / Л.К. Гаркуша, В.Я. Кабков // Проблемы экологии и эксплуатации объектов энергетики:

- Материалы XV конференции стран СНГ с международным участием. – Киев, 2005. – С. 57 – 64.
55. Фаворский, О.Н. Сравнительная эффективность использования газотурбинных и газопоршневых установок для дополнительного резервирования собственных нужд АЭС [Текст] / О.Н. Фаворский, Р.З. Аминов, А.Ф. Шкрет, М.В. Гариевский // Теплоэнергетика. – 2009. – №4. – С. 38 – 43.
  56. Lebedev, A.S. The project of a GTE-65 power-generating gas-turbine unit [Text] / A.S. Lebedev, N.O. Simin, Yu.K. Petrenya, V.E. Mikhailov // Thermal Engineering. – 2008. – Vol. 55, Issue 1. – P. 54 – 61.
  57. Лебедев, А.С. Газотурбинная установка ГТЭ-45: стендовые испытания основных узлов, возможности использования и пути дальнейшего совершенствования [Текст] / А.С. Лебедев, Н.О. Симин, Ю.К. Петреня, В.Е. Михайлов // Теплоэнергетика. – 2008. – №4. – С. 42 – 47.
  58. Гончаров, В.В. Прогноз развития рынка газотурбинного оборудования в 2013-2021 гг. (обзор) [Текст] / В.В. Гончаров // Теплоэнергетика. – 2013. – №9. – С. 68 – 70. doi: 10.1134/S004036361309004X
  59. Герасименко, В.П. Алгоритмы определения основных параметров газотурбинных газоперекачивающих агрегатов в эксплуатации [Текст] / В.П. Герасименко, Н.В. Кучерук, А.С. Мандра, Н.Б. Налесный, Т.М. Нурмухаметов // Сб. научн. тр. "Вестник НТУ "ХПИ": Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – 2009. – №3. – С.116 – 121.
  60. Тупов, В.Б. Снижение шума от выхлопных трактов газотурбинных установок с котлами-утилизаторами [Текст] / В.Б. Тупов, Д.В. Чугунков, С.А. Семин // Теплоэнергетика. – 2009. – №1. – С. 24 – 27.
  61. Акерман, Д.Ш. Газотурбинная установка ГТЭ-115М [Текст] / Д.Ш. Акерман, Л.А. Зарубин, В.П. Решитько, А.В. Росинская // Сб. научн. тр. "Вестник НТУ "ХПИ": Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – 2009. – №3. – С.105 – 110.



62. Долинский, А.А. Эффективность когенерационных тепловых схем [Текст] / А.А. Долинский, Б.И. Басок, Д.А. Коломейко // Наукові праці Чорноморського державного ун-ту ім. П. Могили: Технологічна безпека. – 2007. – Вип. 48, Т.61. – С. 30 – 38.
63. Дмитроченкова, Е.І. Аналітичні дослідження структурних схем когенераційних установок для систем теплопостачання [Текст] / Е.І. Дмитроченкова, С.І. Монах, С.М. Орлов // Сучасне промислове та цивільне будівництво. – 2009. – Т.5, №3. – С.107 – 112.
64. Басок, Б.И. Анализ когенерационных установок. Часть 2. Анализ энергетической эффективности [Текст] / Б.И. Басок, Д.А. Коломейко // Пром. теплотехника. – 2006. – Т.28, №4. – С. 79 – 83.
65. Костюк, А.Г. Паровые и газовые турбины для электростанций [Текст] / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний – М.: Издательский дом МЭИ, 2008. – 556 С.
66. Ценаев, С. В. Газотурбинные и парогазовые установки для тепловых электростанций [Текст] : учебн. пособ. / С. В. Ценаев, В. Д. Буров, А. Н. Ремезов; под ред. С.В. Ценаева. – 3-е изд., стереот. – М.: Издательский дом МЭИ, 2009. – 584 с.
67. Тодорцев Ю.К. Выбор экономичной схемы регенерации когенерационной энергетической установкой [Текст] / Ю.К. Тодорцев, О.С. Тарахтий, А.Н. Бундюк // Восточно-европейский журнал передовых технологий.– 2015. – №2/8(74). – С. 17 – 22. doi: 10.15587/1729-4061.2015.40401
68. Grigorenko, A.A. Fitting the PGU-410 combined-cycle plant at the Nevinno-myssk district power station with automated control systems [Text] / A.A. Grigorenko, O.A. Manevskaya, A.S. Naumov, L. Gspandl, S. Costa, D.I. Pershin, V.V. Stepanov // Thermal Engineering. – 2013. – Vol. 60, Issue 10. – P. 730 – 737. doi: 10.1134/S0040363613100044
69. Rogachev, R.L. Experience gained with fitting the combined-cycle plant of unit 5 at the Razdan thermal power station with automated control systems

- [Text] / Rogachev R.L., Ivanova S.V., Sergeev A.V., Kuznetsov N.A., Sargsyan K.B., Eritsyanyan S.Kh., Voskanyan V.S., Petrosyan G.S., Antonyan A.S. // Thermal Engineering. – 2013. – Vol. 60, Issue 10. – P. 714 – 721. doi: 10.1134/S0040601513100054
70. Shavochkin, I.A. Development of a process control system for the gas-turbine units operating at the thermal power plant of the Tuapse oil refinery plant [Text] / I.A. Shavochkin, L.L. Grekhov, E.A. Dubov // Thermal Engineering. – 2013. – Vol. 60, Issue 10. – P. 722 – 729. doi: 10.1134/5004036361310007X
71. Добрянский, Г.В. Динамика авиационных ГТД [Текст] / Г.В. Добрянский, Т.С. Мартъянова. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.
72. Кириллов, И.И. Автоматическое регулирование паровых турбин и газотурбинных установок [Текст]: Уч. для студ. вузов / И.И. Кириллов. – Л.: Машиностроение, 1988. – 447 с.
73. Теплоэнергетика и теплотехника [Текст] Кн. 4 Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справ., под ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. – 2-е изд., перераб. – М. Энергоатомиздат, 1991. – 588 с.
74. Теплотехнический справочник [Текст]: Т. 2.: справ. / под ред. В.Н. Юренина и П.Д. Лебедева. – 2-е изд., перераб. – М. : Энергия, 1976. – 896 с.
75. Демченко, В.А. Автоматизация и моделирование технологических процессов АЭС и ТЭС [Текст]: уч. пос. / В.А. Демченко. – Одесса. : Астропринт, 2001. – 305 с.
76. Ларионова, О.С. Розробка математичної моделі динаміки когенераційної енергетичної установки [Текст] / О.С. Ларионова, А.М. Бундюк // Наукові праці ОНАХТ. – 2009. – Т.2, №35. – С. 266 – 271.
77. Ларионова, О.С. Методика разработки упрощенной модели теплообменника водяного контура когенерационной энергетической установки (КЭУ) [Текст] / О.С. Ларионова, А.Н. Бундюк, С.О. Михайлов // Холодильная техника и технология. – 2010. – №6(128) – С. 35 – 37.

78. Ларіонова, О.С. Математична модель контура теплопостачання когенераційної енергетичної установки [Текст] / О.С. Ларіонова, Ю.К. Тодорцев, А.М. Бундюк // Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы. — 2009. — № 2(24). — С. 8 — 11.
79. Пчелкин, Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей [Текст] : учеб. / Ю.М. Пчелкин. — 3-е изд., перераб. — М. : Машиностроение, 1984. — 280 с.
80. Ларіонова, О.С. Математическая модель динамики энергетической когенерационной газотурбинной установки [Текст] / О.С. Ларіонова, Ю.К. Тодорцев, А.М. Бундюк // XXIV Международная научная конференция Математические методы в технике и технологиях ММТТ-24. — 2011. — Т.6. — С. 87 — 89.
81. Ларіонова, О.С. Математична модель динаміки когенераційної енергетичної установки [Текст] / О.С. Ларіонова, А.М. Бундюк // XVIII Міжнародна конференція з автоматичного управління «Автоматика 2011». — С. — 61 — 62.
82. Стационарные газотурбинные установки [Текст] : справ. / Л.В. Арсеньев, В.Г. Тырышкин, И.А. Богов и др.; под общ. ред. Л.В. Арсеньева и В.Г. Тырышкина. — Л. : Машиностроение, 1989. — 543 с.
83. Нечаев, Ю.Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч.1 [Текст] : учеб. / Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров. — М. : Машиностроение, 1977. — 312 с.
84. Ларіонова, О.С. Методика формування динамічних характеристик когенераційної енергетичної установки [Текст] / О.С. Ларіонова, А.Н. Бундюк // Праці Міжнар. НПК «Проблеми енергетичної ефективності харчових та хімічних виробництв», ОНАХТ. — 2009. — С. 78 — 83.
85. Ларіонова, О.С. Динамічні характеристики водяного контура когенераційної енергетичної установки [Текст] / О.С. Ларіонова, А.М. Бундюк // X Всеукраїнська науково-технічна конференція студентів і аспірантів

- «Еколого-енергетичні проблеми початку ХХІ століття». Збірник наукових праць. ОДАХ, – 2010. – С. 87 – 89.
86. Ларіонова, О.С. Моделювання динамічних характеристик контура тепlopостачання когенераційної енергетичної установки [Текст] / О.С. Ларіонова // Труды одесского политехнического университета. – 2011. – № 1(35) – С. 71 – 74.
87. Тарахтій О.С. Аналіз динамічних характеристик когенераційної енергетичної установки (КЕУ) [Текст] / О.С. Тарахтій, А.М. Бундюк // Холодильная техника и технология. – 2012. – №4(138) – С. 71 – 74.
88. ГОСТ 13109-97. Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения. [Текст]. – Введ. 1999-01-01 – М. : Изд-во стандартов, 1997. – 36 с.
89. Чистович, С.А. Автоматизированные системы теплоснабжения и отопления [Текст] / С.А. Чистович, В.К. Аверьянов, Ю.Я. Темпель, С.И. Быков. – Л.: Стройиздат, 1987. – 248 с.
90. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети [Текст]: Учебник для вузов / Е.Я. Соколов. – М.: Изд-во МЭИ, 2001. – 472 с.
91. Ротач, В.Я. Теория автоматического управления энергетическими процессами [Текст] : учеб. / В.Я. Ротач. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 296 с.
92. Стефани, Е.П. Основы расчета настройки регуляторов теплоэнергетических процессов [Текст] : Кн. / Е.П. Стефани. – изд. 2-е, перераб. – М. : Энергия, 1972. – 376 с.
93. Харабет, О.М. Вивчення класичної теорії автоматичного управління за допомогою сучасного персонального комп'ютера [Текст]: навч. посіб. / О.М. Харабет. – О. : Бахва, 2014. – 188 с.
94. Копелович А. П. Инженерные методы расчета при выборе автоматических регуляторов [Текст] / А. П. Копелович. – М. : Госуд. науч.-техн. изд. лит. по черн. и цвет. металлургии, 1960. – 192 с.

95. Терёхин, В.В. Моделирование в системе MATLAB : учеб. пособие [Текст] / В.В. Терёхин. – Новокузнецк. : Кузбассвузиздат, 2004. – 376 с.
96. Дьяконов, В.П. MATLAB 6: Учебный курс [Текст] / В.П. Дьяконов. – СПб. : Питер, 2001. – 592 с.
97. Бондаренко, А.В. Повышение эффективности горения углеводородных газов в парогенерирующих установках за счет изменения отношения топливо/воздух [Текст] : дис. ... канд. техн. Наук / А.В. Бондаренко. – Одесса., 2014. – 174 с.
98. Ларіонова О. С. Моделирование динамики топливно-воздушного тракта когенерационной энергетической установки [Текст] / О.С. Ларіонова, О.О. Уліцька, А.М. Бундюк // Праці Одеського політехнічного університету. – 2014. – Вип. 2(44). – С. 122 – 129.
99. Рябцев, Н.И. Природные и искусственные газы [Текст] / Н.И. Рябцев. – М. : Стройиздат, 1967. – 328 с.
100. Ольховский, Г.Г. Разработка отечественной ПГУ с газификацией угля [Текст] / Г.Г. Ольховский, С.И. Сучков, П.А. Березинец, А.Н. Епихин, И.О. Крылов и др. // Теплоэнергетика. – 2010. – №2. – С. 19 – 26.
101. Сердюков О.В. Автоматизация котельных на базе ПТК «Торнадо-1» [Текст] / О.В. Сердюков, А.И. Тимошин, А.А. Аbruковский [и др.] // Пром. АСУ и контроллеры. – 2003. – № 9. – С. 15 – 19.
102. Kislov V.M. Coke Gazification at Filtration Regime [Text] / V.M. Kislov, E.A. Salgansky, G.B. Manelis, (et al) // Int. Symp. on Nonequilibrium Processes, Combustion and Atmospheric Phenomena: Abstract booklet. – 2005. – Vol. 1. – P. 247 – 253.
103. Газификация древесины при фильтрационном горении со сверхadiaбатическим разогревом : отчет о НИР (заключ.) [Текст] / ИПХФ РАН; науч. рук. Г.Б. Манелис. – Инв. № 33. – Черногoловка, 2001. – 72 с.

104. Носач, В. Г. Повышение эффективности использования биогаза в теплоэнергетических установках с помощью термохимической регенерации [Текст] / В.Г. Носач, А.А. Шрайбер // Пром. теплотехника. – 2009. – Т.31, №2. – С. 57 – 63.
105. Богуслаев, В.А. Когенерационные установки для утилизации шахтного метана [Текст] / В.А. Богуслаев // Пром. теплотехника. – 2009. – Т.31, №2. – С. 53 – 56.
106. Ковецкий, В.М. Использование шахтного метанового газа в теплоэлектрогенерирующих установках [Текст] / В.М. Ковецкий, М.М. Ковецкая // Энергетика та електрифікація. – 2010. – №9. – С. 49 – 52.
107. Бойкий, Б.В. Извлечение и использование шахтного метана [Текст] / Б.В. Бойкий // Уголь Украины. – 2006. – №5. – С. 3 – 7.
108. Андреев, М.М. Метановый потенциал угольных шахт [Текст] / М.М. Андреев, В.В. Камышан // Уголь Украины. – 2008. – №1. – С. 26 – 30.
109. Федоров, С.Д. Проблема утилизации шахтного метана в когенерационных установках и пути ее решения на примере шахты им. Засядько [Текст] / С.Д. Федоров, С.В. Облакевич, О.П. Радюк // Промэлектро. – 2006. – №5. – С. 35 – 39.
110. Равич, М.Б. Топливо и эффективность его использования [Текст] : моногр. / М.Б. Равич. – М.: Наука, 1977. – 344 с.
111. Исламов, С.Р. Применение в доменной печи пылеугольного топлива, приготовленного из смеси углей с участием буроугольного полукокса [Текст] / С.Р. Исламов, С.Л. Ярошевский, А.В. Кузин, З.К. Афанасьева. – Донецк: УНИТЕХ, 2008. – 68 с.
112. Карасевич, А.М. Эффективность применения газотурбинных технологий при разработке небольших нефтегазоконденсационных месторождений [Текст] / А.М. Карасевич, А.В. Федяев, Г.Г. Лачков, О.Н. Федяева // Теплоэнергетика. – 2012. – №2. – С. 41 – 47.

113. Ярошевский, С.Л. Эффективность и перспективы замены природного газа пылеугольным топливом в доменных цехах Украины [Текст] / С.Л. Ярошевский, А.В. Емченко, В.Е. Попов, С.А. Иванов, В.П. Ивлев, А.В. Кузин // *Металл и литье Украины*. — 2010. — № 7. — С. 13 – 20.
114. Ярошевский, С.Л. Выплавка чугуна с применением пылеугольного топлива [Текст] / С.Л. Ярошевский. — М. : *Металлургия*, 1988. — 176 с.
115. Филатов, Ю.В. Влияние кокса повышенного качества на работу доменной печи с вдуванием пылеугольного топлива без применения природного газа [Текст] / Ю.В. Филатов, А.Н. Рыженков, Б.П. Крикунов и др. // *Тр. междунар. научн.-техн. конф. «Пылеугольное топливо – альтернатива природному газу при выплавке чугуна»*. — Донецк: *УНИТЕХ*, 2006. — С. 248 – 255.
116. Ведрученко В.Р. О влиянии вида топлива и подогрева воздуха на расчетные значения температур горения в топке котельной установки [Текст] / В.Р. Ведрученко, В.В. Крайнов, Е.В. Галимский // *Пром. энергетика*. — 2002. — №12. — С. 34–38.
117. Розенгарт, Ю.И. Об условиях замены природного газа другим топливом [Текст] / Ю.И. Розенгарт, Р.Г. Хейфец, Т.А. Дьяченко // *Металлург. и горноруд. пром-сть*. — 1996. — № 2. — С. 61–63.
118. Григорук, Д.Г. Исследование тепловой схемы перспективной ПГУ с внутрицикловой газификацией топлива [Текст] / Д.Г. Григорук, А.В. Туркин // *Теплоэнергетика*. — 2010. — №2. — С. 30 – 32.
119. Костюк, А.Г. Исследование влияния параметров ГТУ на ее характеристики с учетом дополнительных потерь в охлаждаемой газовой турбине [Текст] / А.Г. Костюк, А.П. Карпунин // *Теплоэнергетика*. — 2014. — №8. — С. 33 – 38. doi: [10.1134/S0040363614080098](https://doi.org/10.1134/S0040363614080098)
120. Булысова, Л.А. Исследование горелочного модуля низкоэмиссионной камеры сгорания энергетической газотурбинной установки ГТЭ-45

[Текст] / Л.А. Булысова, В.Д. Васильев, М.Н. Гутник, В.В. Ермолаев,  
Ю.А. Русецкий // Теплоэнергетика. – 2009. – №4. – С. 26 – 31.



## **ПРИЛОЖЕНИЕ А**

Документы о внедрении

ЧП «КБ ТЕПЛОЕНЕРГО»  
г. ОДЕСА УЛ. В. ЧЕРНОВОЛА, 3  
ОКПО 30543084  
Р/С 6006000058633  
ПАТ "УКРСОЦБАНК"  
МФО 300023  
ИНН. 305430815539  
ЄДРПОУ № 100243162

## АКТ

використання наукових результатів дисертації

Тарахтій Ольги Сергіївни в практичній діяльності підприємства  
«КБ Теплоенерго»

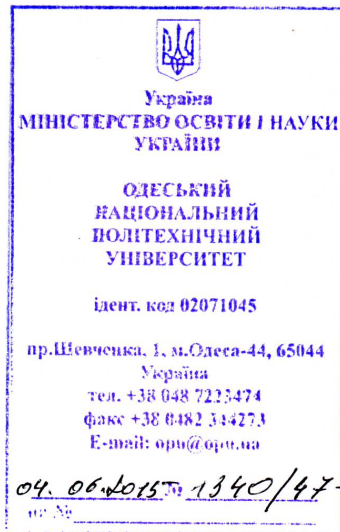
В дисертаційній роботі О.С. Тарахтій «Система автоматичного управління когенераційною енергетичною установкою, що враховує зміну якості палива» запропонована методика розрахунку і вибору найбільш економічної схеми регенерації тепла когенераційної енергетичної установки. Ця методика представляє інтерес для нашого підприємства і буде використана в практичній діяльності.

Цікавим вважаємо використання сигналу по похідній від температури газів перед турбіною, що суттєво підвищує якість регулювання частоти обертання турбокомпресорного валу. Цей підхід потребує конструктивної перевірки, що передбачається провести силами підприємства.

Директор  
«КБ Теплоенерго»

П.А. Іщенко





### ДОВІДКА

про використання результатів дисертаційної роботи  
Тарахтій Ольги Сергіївни,  
представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за  
спеціальністю 05.13.07 – «Автоматизація процесів керування»

Надана довідка затверджує, що дисертаційна робота Тарахтій О.С. «Система автоматичного управління когенераційною енергетичною установкою, що враховує зміну якості палива» виконана відповідно до планів, затверджених Міністерством освіти і науки України, і є складовою частиною держбюджетної НДР «17-47» (№ ДР 0109U008450) за темою «Дослідження динамічних характеристик системи управління когенераційною енергетичною установкою в умовах впливу зовнішніх та внутрішніх факторів». У цих роботах аспірант брав участь як виконавець.

Довідка надана для подання до спеціалізованої вченої ради Д 41.052.01.

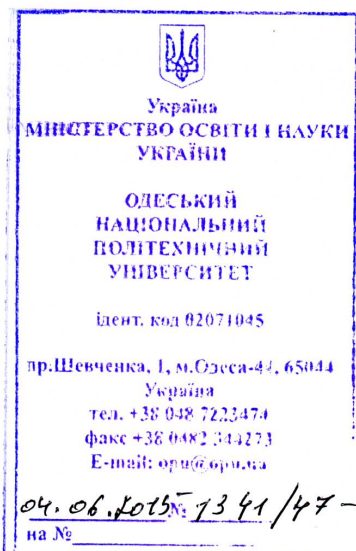
Проректор з наукової та  
науково-педагогічної роботи



Д.В. Дмитришин

Вик. Максимов М.В.

Тел. 705-83-71



### ДОВІДКА

Надана Тарахтій Ользі Сергіївні в тому, що матеріали дисертаційного дослідження «Система автоматичного управління когенераційною енергетичною установкою, що враховує зміну якості палива» використовуються при підготовці магістрів та бакалаврів за напрямом «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані системи керування» в Інституті енергетики та комп'ютерно-інтегрованих систем управління (ІЕКСУ) на кафедрі Автоматизації теплоенергетичних процесів (АТП) в наступних курсах:

- «Ідентифікація та моделювання об'єктів управління»;
- «Автоматизація технологічних процесів та виробництв».

Довідка надана для подання до спеціалізованої вченої ради Д 41.052.01.

Проректор з науково-педагогічної та виховної роботи



Д.В. Дмитришин

Вик. Максимов М.В.

Тел. 705-83-71