

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**Методические рекомендации для
самостоятельной работы обучающихся по дисциплине**

Б1.В.ДВ.12.01 ЭНЕРГОСИЛОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Направление подготовки 35.03.06 Агроинженерия

Профиль образовательной программы «Электрооборудование и электротехнологии»

Форма обучения заочная

СОДЕРЖАНИЕ

1. Организация самостоятельной работы	3
2. Методические рекомендации по самостоятельному изучению вопросов	4
3. Методические рекомендации по подготовке к занятиям	152

1. ОРГАНИЗАЦИЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

1.1. Организационно-методические данные дисциплины

№ п. п.	Наименование темы	Общий объем часов по видам самостоятельной работы (из табл. 5.1 РПД)				
		подготовка курсового проекта (работы)	подготовка реферата/эссе	индивидуаль- ные домашние задания (ИДЗ)	самостоятель- ное изучение вопросов (СИВ)	подготовка к занятиям (ПкЗ)
1	2	3	4	5	6	7
1.	Основы энергетики				2	2
2.	Устройство и функционирова- ние современной ТЭС				4	8
3.	Устройство и функционирова- ние современной ТЭЦ				4	8
4.	Устройство и функционирова- ние АЭС различного типа				10	
5.	Устройство современных паровых турбин				10	
6.	Устройство современных газотурбинных установок				10	
7.	Устройство современных парогазовых установок				10	
8.	Устройство современных ТЭС на базе двигателей внутреннего сгорания				10	
9.	Устройство современных когенерационных установок				10	

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОМУ ИЗУЧЕНИЮ ВОПРОСОВ

2.1 Хранение и доставка потребителю твердого топлива

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на следующие особенности.

Любые полевые работы в условиях неразвитой инфраструктуры требуют запаса топлива и горюче-смазочных материалов.

В этом случае наиболее эффективными являются склады ГСМ (склад топлива) на основе нефтетанков — мягких резервуаров для топлива, быстро разворачиваемых в труднодоступных районах при геологических изысканиях, строительстве, разведке или начале разработки месторождений.



ЧТО ТАКОЕ СКЛАД ГСМ (СКЛАД ГОРЮЧЕГО)

Склад ГСМ (склад топлива, ПСГ — полевой склад горючего или мобильная нефтебаза) это запас ГСМ на объекте для бесперебойного функционирования в период проведения работ. Главной составляющей таких мобильных нефтебаз являются мягкие резервуары — нефтетанки, емкости полимерных материалов.



Нефтетанки производятся объемом от 0,025 до 250 м³. Таким образом, размещая группами по разработанному проекту нефтетанки различного объема, можно создавать склад ГСМ объемом в тысячи кубических метров.

Для оперативного создания запаса топлива (например, в период завоза дизельного топлива по «зимнику» зачастую требуется максимально быстро обеспечить прием топлива на объекте. Металлические резервуары типа РВС (резервуар вертикальный стальной) и РГС (резервуар горизонтальный стальной) не всегда отвечают заявленным требованиям по скорости производства, доставки и установки.

Мягкие резервуары для топлива (нефтетанки) отличаются малым весом (вес порожнего резервуара без отводов немного более 500 кг), не требуют фундамента, не требуют квалифицированной установки и монтажа. Весь процесс установки мягкого резервуара для топлива, объемом 250 м³ (250 000 литров) занимает менее 10 минут.

2.2 Доставка и подготовка мазута к сжиганию

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на следующие особенности.

Пароакустические (ультразвуковые) форсунки «Факел» (ФУЗ) предназначены для экономичного и низкотоксичного сжигания жидкого топлива в составе горелок энергетических котлов, для розжига и подсвечивания в пылеугольных котлах, с диапазоном регулирования расхода от 20...100 процентов.



Принцип действия

В головке реализован комбинированный способ распыливания топлива, совмещающий использование эффекта закрученной струи жидкости, кинетической энергии вихревого потока распылителя и акустических колебаний среды.

Преимущества пароакустической форсунки (головки) "Факел"

На основании десятилетнего опыта внедрения конверсионной разработки - пароакустических форсунок «Факел», опыта их эксплуатации, можно отметить следующие преимущества по сравнению с известными механическими, паромеханическими и паровыми форсунками:

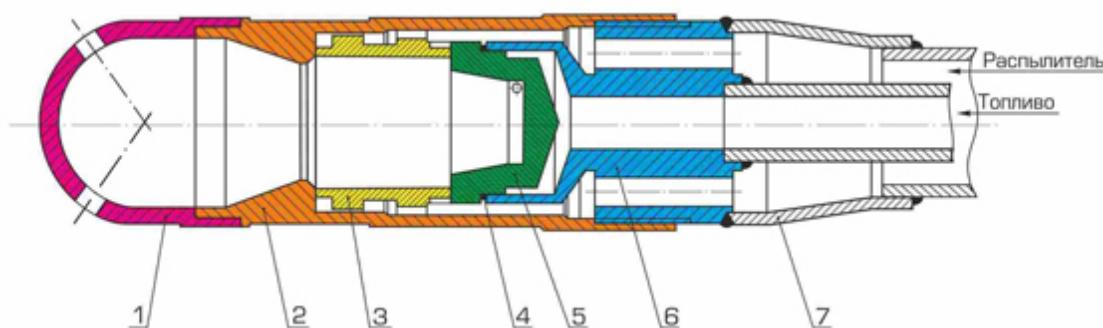
- снижение удельного расхода мазута на 0,5 % и выше за счёт эффективного сжигания топлива, достигаемого высоким качеством распыла мазута в акустическом и ультразвуковом поле;
- существенное снижение энергозатрат за счёт уменьшения максимального давления мазута в системе, что зачастую позволяет отказаться от мазутных насосов второго подъёма давления, приводит к снижению объёма регламентных работ, повышению надёжности и безопасности эксплуатации

котлоагрегатов;

- возможность глубокого регулирования нагрузки котла, без отключения части форсунок, изменением давления подачи мазута от 2 до 35 ати не ухудшая качества сжигания;
- снижение содержания окислов азота в продуктах сгорания на 15..25 % за счёт организации восстановительной зоны в ядре факела (наш патент на способ сжигания углеводородных топлив, приоритет от 21.03.2001г.);
- снижение удельного расхода пара на распыл мазута в 5...7 раз в сравнении с паровыми форсунками;
- возможность эффективного сжигания мазута с температурой 80...90°C, а также обводнённого мазута с содержанием влаги до 15 %.

Пароакустическая форсунка (головка) "Факел"

Экономичность Экологичность Надежность Ресурс



1 - сопло; 2 - корпус; 3 - излучатель паровой; 4 - прокладка медная;
5 - завихритель топливный; 6 - основание; 7 - кольцо переходное.

ООО «НПП «Внедрение» является разработчиком и единственным производителем пароакустических форсунок «Факел», что позволяет нам полностью удовлетворить индивидуальные запросы Заказчика. Наши специалисты, при необходимости, консультируют Заказчика в процессе отладки первой партии форсунок.

Технические характеристики

Давление пара, ати		5...7			8...10	
Давление топлива, ати		5	7	11	12	20
Тип	Обозначение	Производительность, кг/ч ± 2,0%				
ФУЗ-350	ГПА.0035.000	170	210	260	270	350
ФУЗ-500	ГПА.0050.000	250	300	370	390	500
ФУЗ-750	ГПА.0075.000	380	450	560	580	750
ФУЗ-1000	ГПА.0100.000	500	590	740	780	1000
ФУЗ-1200	ГПА.0120.000	600	700	900	930	1200
ФУЗ-1500	ГПА.0150.000	750	900	1100	1150	1500

ФУЗ-2000	ГПА.0200.000	1000	1150	1500	1800	2000
ФУЗ-2500	ГПА.0250.000	1250	1400	1850	1950	2500
ФУЗ-3000	ГПА.0300.000	1500	1750	2200	2300	3000
ФУЗ-3500	ГПА.0350.000	1750	2070	2600	2700	3500
ФУЗ-4000	ГПА.0400.000	2000	2370	2950	3100	4000
ФУЗ-4500	ГПА.0450.000	2250	2650	3350	3500	4500
ФУЗ-5000	ГПА.0500.000	2500	2950	3700	3900	5000
ФУЗ-6000	ГПА.0600.000	3000	3550	4450	4650	6000
ФУЗ-7500	ГПА.0750.000	3750	4500	5650	5800	7500
ФУЗ-9000	ГПА.0900.000	4500	5300	6700	7000	9000

При оформлении заказа головки необходимо указать угол распыла (2а).

Пример: ФУЗ-1500-75, где 75° - угол распыла.

При заказе распыливающих головок без указания угла распыла, головки будут изготовлены со стандартным корневым углом распыла (2а) 85-90°.

Документация на форсунки "Факел"

Конструкция форсунки защищена патентами Российской Федерации на изобретение с приоритетами от 30.10.1991г., от 28.04.1999г. и др., производится в соответствии с техническими условиями ТУ-3113-001-27841578-2004.

Тарировочные характеристики, техническое руководство по монтажу и эксплуатации входят в комплект поставки.

Применение форсунок "Факел" сегодня

Форсунки на расходы от 500 кг/час и выше в настоящее время работают на ряде ТЭЦ России: Воркутинские ТЭЦ, Заинской ГРЭС, Красноярские ТЭЦ, Рефтинской ГРЭС, Экибастузская ГРЭС, Камчатские ТЭЦ, Хабаровской ТЭЦ-3 и др.. Форсунки используются при работе на мазуте, для розжига и подсветки пылеугольных котлов.

ОАО «Татэнерго» и многие промышленные предприятия республики Татарстан для сжигания мазута используют только пароакустические форсунки «Факел».

Инженерный центр «Энергопрогресс» в отчётах по балансовым испытаниям котлоагрегатов типа ТГМ-84Б на Набережночелнинской ТЭЦ и Казанской ТЭЦ-3 при сжигании мазута с использованием пароакустических форсунок «Факел» отмечает в выводах, что их применение гарантирует высокоэффективное сжигание мазута, приводит к снижению удельного расхода топлива на 0,5...1,5% и повышению КПД котла, а также к существенному улучшению экологических характеристик: снижению содержания окислов азота в продуктах сгорания на 15...20% (Т.О. от 16.10.2001г.)

Признавая высокие технические и эксплуатационные характеристики пароакустических форсунок «Факел» **ОАО «Сибэнергомаш»** включило форсунки в перечень покупных изделий для оснащения производимых котлоагрегатов типа БКЗ для мазутной подсветки при работе на угле.

После проведения сравнительных испытаний на **Рефтинской ГРЭС** - крупнейшей ГРЭС России, станция полностью перешла на форсунки «Факел».

2.3 Общие сведения о тепловых сетях

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на следующие особенности.

Общие сведения о тепловых сетях

Теплоноситель (горячая вода или пар) передается от центральной котельной к потребителям по специальным трубопроводам — тепловым сетям.

В зависимости от вида транспортируемого теплоносителя, тепловые сети разделяют на водяные и паровые.

Водяные системы теплоснабжения могут быть закрытыми и открытыми. В закрытой системе вся вода возвращается к источнику теплоснабжения, в открытой — часть воды из тепловой сети разбирается потребителями на горячее водоснабжение.

По числу параллельных теплопроводов различают одно-, двух и многотрубные теплофикационные сети.

Четырехтрубные системы (по две трубы на отопление и на горячее водоснабжение) характеризуются большими объемами земляных и строительных работ, а также высокой металлоемкостью. Более прогрессивна открытая двухтрубная система с непосредственным разбором воды на нужды горячего водоснабжения из тепловых сетей. Затраты на строительство таких систем по сравнению с четырехтрубными снижаются на 40...50%.

В перспективе возможно применение однотрубных паровых тепловых сетей: пар, подаваемый в абонентские вводы зданий, нагревает воду отопительных систем, а конденсат пара используется для горячего водоснабжения. Такая прямоточная система потребует повышенных затрат на водоподготовку. Однако в этом случае отпадает необходимость в бойлерной установке котельной, что покроет увеличение стоимости водоподготовки, не говоря уже об экономии на сетях и электроэнергии.

Тепловые сети — один из самых дорогостоящих элементов в системе централизованного теплоснабжения. Вот почему составлению рациональной схемы их трассировки уделяют исключительно большое внимание.

Магистральные теплопроводы от котельной следует прокладывать по территории поселка к кварталам жилых домов, культурно-бытовым учреждениям и к зданиям и сооружениям производственной зоны кратчайшим возможным путем, чтобы снизить затраты на их строительство и тем самым уменьшить себестоимость тепловой энергии. Эта важная задача решается проще, если котельная находится в центре тепловых нагрузок.

2.4 Устройство и функционирование АЭС различного типа

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на следующие особенности.

1. Место атомной энергетики в мире, России и в ее европейской части

История атомной энергетики охватывает период менее полувека, и к настоящему времени доля выработки электроэнергии на АЭС во многих странах достигла достаточно больших значений. В настоящее время в мире работает 436 АЭС. Установленная мощность АЭС в США составляет 90 млн кВт, в России — более 22 млн кВт.

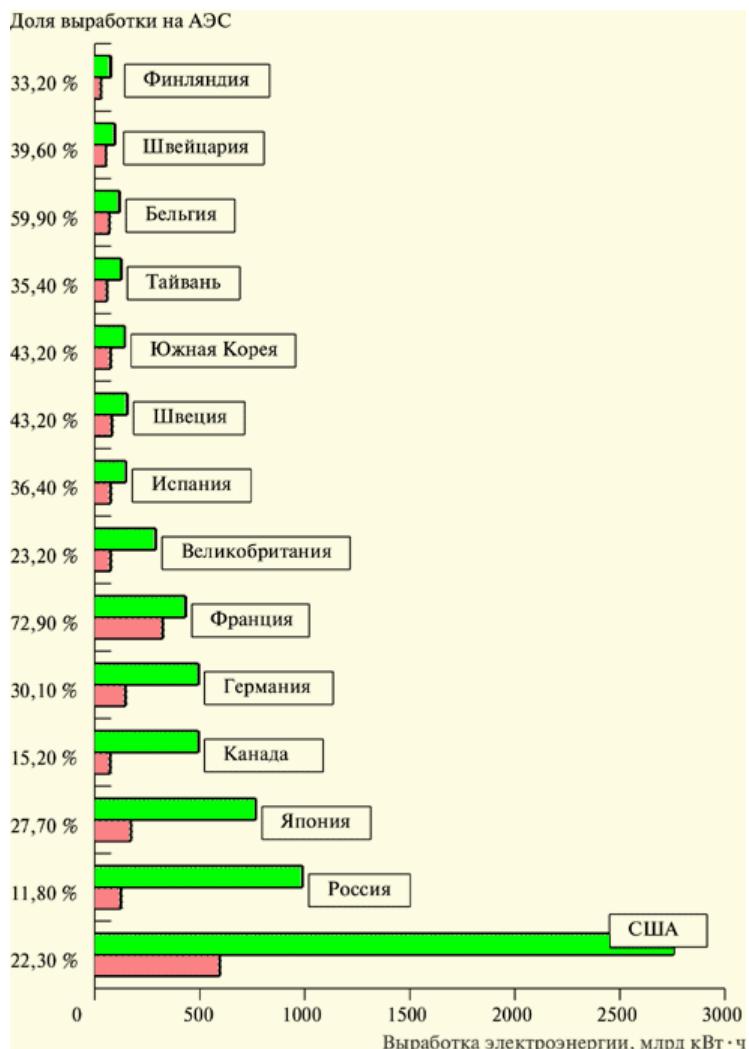


Рис. 5.1. Доля выработки электроэнергии на АЭС в общей выработке в некоторых странах мира в 1992 г. (по данным фирмы Siemens)

На рис. 5.1 показаны гистограммы абсолютной суммарной выработки электроэнергии, а также доли выработки на АЭС для различных стран мира. Хотя эти данные относятся к 1992 г., они отражают с достаточной точностью положение и в настоящее время. Определенные отклонения могут быть только для небольших стран, где ввод даже одного энергоблока на АЭС мощностью 1 млн кВт может существенно изменить ситуацию.

Главенствующее положение по доле выработки электроэнергии на АЭС занимает Франция, а по абсолютному производству электроэнергии на АЭС она уступает лишь США.

Россия вырабатывала на АЭС в 1992 г. около 12 % электроэнергии, сейчас эта цифра достигла примерно 15 %. Почти все АЭС России сконцентрированы в европейской части, где имеется серьезный дефицит органического топлива. И если оценить долю выработки АЭС для европейской части России, то она достигает примерно 30 %. Еще большее значение АЭС имеют в некоторых регионах: в Северо-Западном регионе России они обеспечивают 40 % энергопотребления, а в Центрально-Черноземном — более 60 %.

В настоящее время в России работает 10 АЭС, структура установленной мощности которых приведена в табл. 5.1.

Таблица 5.1 Структура АЭС России

АЭС	Суммарная мощность, МВт	Структура установленной мощности	Тип реактора
Балаковская	4000	4 энергоблока по 1000 МВт	ВВЭР-1000
Нововоронежская	1880	2 энергоблока по 440 МВт 1 энергоблок 1000 МВт	ВВЭР-440 ВВЭР-1000
Кольская	1760	4 энергоблока по 440 МВт	ВВЭР-440
Ростовская	1000	1 энергоблок 1000 МВт	ВВЭР-1000
Калининская	2000	2 энергоблока по 1000 МВт	ВВЭР-1000
Ленинградская	4000	4 энергоблока по 1000 МВт	РБМК-1000
Смоленская	3000	3 энергоблока по 1000 МВт	РБМК-1000
Курская	4000	4 энергоблока по 1000 МВт	РБМК-1000
Билибинская	48	4 энергоблока по 12 МВт	ЭГП-6
Белоярская	600	1 энергоблок 600 МВт	БН-600

2. Ресурсы, потребляемые АЭС, ее продукция и отходы производства.

Главное отличие АЭС от ТЭС состоит в использовании **ядерного горючего** вместо органического топлива. Ядерное горючее получают из *природного урана*, который добывают либо в шахтах (Франция, Нигер, ЮАР), либо в открытых карьерах (Австралия, Намибия), либо способом подземного выщелачивания (США, Канада, Россия). Природный уран — это смесь в основном неделящегося изотопа урана ^{238}U (более 99 %) и делящегося изотопа ^{235}U (0,71 %), который соответственно и представляет собой ядерное горючее. Для работы реакторов АЭС требуется обогащение урана. Для этого природный уран направляется на обогатительный завод, после переработки на котором 90 % природного обедненного урана направляется на хранение, а 10 % приобретают обогащение до нескольких процентов (3,3—4,4 % для энергетических реакторов).

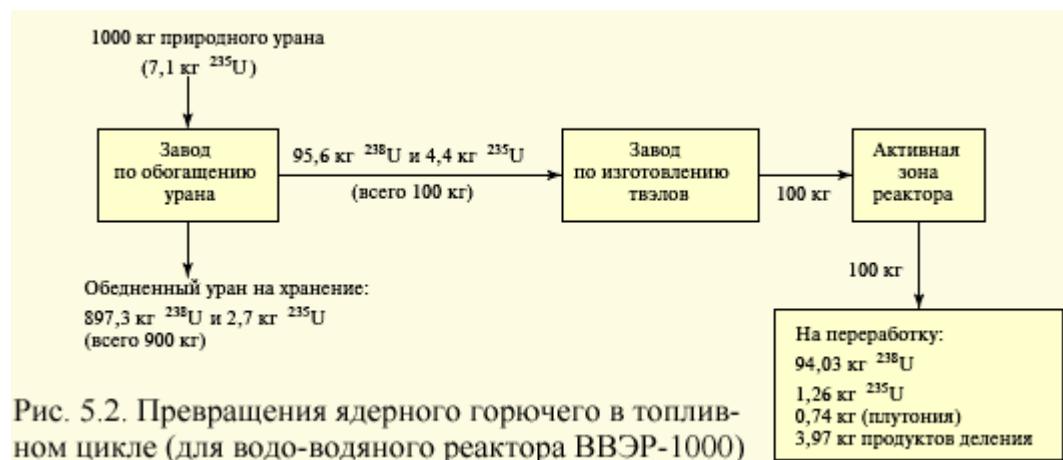


Рис. 5.2. Превращения ядерного горючего в топливном цикле (для водо-водяного реактора ВВЭР-1000)

Обогащенный уран (точнее — диоксид урана) направляется на завод, изготавливающий твэлы — *тепловыделяющие элементы*. Из диоксида урана изготавливают цилиндрические таблетки диаметром около 9 мм и высотой 15—30 мм. Эти таблетки помещают в герметичные тонкостенные циркониевые трубы длиной почти в 4 м. Это и есть твэлы. Твэлы собирают в *тепловыделяющие сборки* (ТВС) по несколько сотен штук, которые удобно помещать и извлекать из активной зоны реактора.

Все дальнейшие процессы «горения» — расщепления ядер ^{235}U с образованием осколков деления, радиоактивных газов, распуханием таблеток и т.д. происходят внутри трубы твэла, герметичность которой должна быть гарантирована.

После постепенного расщепления ^{235}U и уменьшения его концентрации до 1,26 %, когда мощность реактора существенно уменьшается, ТВС извлекают из реактора, некоторое время хранят в бассейне выдержки, а затем направляют на радиохимический завод для переработки.

Таким образом, в отличие от ТЭС, где топливо сжигается полностью (по крайней мере, к этому стремятся), на АЭС добиться 100 % расщепления ядерного горючего невозможно. Отсюда — невозможность оценивать КПД АЭС с помощью удельного расхода условного топлива. Здесь же подчеркнем, что АЭС не использует воздух для окисления топлива, отсутствуют какие-либо выбросы золы, оксидов серы, азота, углерода и так далее, характерных для ТЭС. Мало того, даже радиоактивный фон вблизи АЭС меньше, чем у ТЭС (этот фон создается элементами, содержащимися в золе). Результатом деления ядер расщепляющихся элементов в ядерном реакторе является выделение огромного количества тепла, которое используется для получения пара.

Таким образом, *ядерный реактор* АЭС — это аналог парового котла в ПТУ ТЭС. Сама ПТУ АЭС принципиально не отличается от ПТУ ТЭС: она также содержит паровую турбину, конденсатор, систему регенерации, питательный насос, конденсатоочистку. Так же, как и ТЭС, АЭС потребляет громадное количество воды для охлаждения конденсаторов.

Полезным продуктом работы АЭС служит электроэнергия Э. Для оценки эффективности АЭС, точнее энергоблока АЭС, служит его КПД нетто

$$\eta_{\text{нетто}} = \mathcal{E}/Q_{\text{peak}}$$

где Э — выработанная за выбранный период электроэнергия; Q_{peak} — тепло, выделившееся в реакторе за этот период.

Подсчитанный таким образом КПД АЭС составляет всего 30—32 %, но сравнивать его с КПД ТЭС, составляющим 37—40%, строго говоря, не вполне правомочно.

Подобно тому, как ТЭС имеет отходы в виде золы и других выбросов, АЭС также имеет отходы, однако они особого вида. Это в первую очередь отработавшее ядерное топливо, а также другие радиоактивные остатки. Эти отходы утилизируют: сначала их выдерживают в специальных бассейнах для уменьшения радиоактивности, а потом направляют на переработку на радиохимические заводы, где из них извлекают ценные компоненты, в том числе и несгоревшее в реакторе топливо.

Подведем итог: АЭС — это энергетическое предприятие,рабатывающее электроэнергию из энергии, выделяющейся при радиоактивном распаде элементов, содержащихся в твэлах.

3. Представление о ядерных реакторах различного типа.

Принципиальная схема ядерного реактора на так называемых тепловых (медленных) нейтронах показана на рис 5.3. Перед тем, как перейти к описанию его работы, напомним, что расщепление ядра делящегося элемента происходит вследствие попадания в него нейтрона. При этом возникают движущиеся с большой скоростью осколки деления (ядра других элементов) и 2—3 новых нейтрона. Последние способны вызывать деление новых ядер и характер дальнейшего процесса будет зависеть от характера изменения баланса нейтронов. Если из образующихся после каждого акта расщепления ядра 2—3 нейтронов, 1—2 нейтрона будут «погибать» (т.е. не вызывать акта следующего деления), то оставшийся и расщепивший следующее ядро 1 нейтрон будет постоянно «поддерживать» их существование. Если, например, в некоторый начальный момент существовало 100 нейтронов, то при описанных выше условиях этот уровень нейтронов будет поддерживаться постоянным, и реакция деления будет носить стационарный характер. Если число нейтронов будет увеличиваться, то произойдет

тепловой взрыв, если уменьшаться, то реакция прекратится (или перейдет на меньший уровень тепловыделения). Чем выше стационарный уровень числа существующих нейтронов, тем больше мощность реактора.

Образующиеся в результате деления нейтроны могут быть *быстрыми* (т.е. иметь большую скорость) и *медленными* (тепловыми). Вероятность захвата медленного нейтрона ядром и его последующего расщепления больше, чем быстрого нейтрона. Поэтому твэлы окружают *замедлителем* (обычно это вода, графитовая кладка и другие материалы). Быстрые нейтроны замедляются, и поэтому рассматриваемые ниже энергетические реакторы относятся к реакторам на медленных (тепловых) нейтронах.

Для уменьшения утечки нейтронов из реактора его снабжают *отражателем*. Обычно он делается из тех же материалов как и замедлитель.

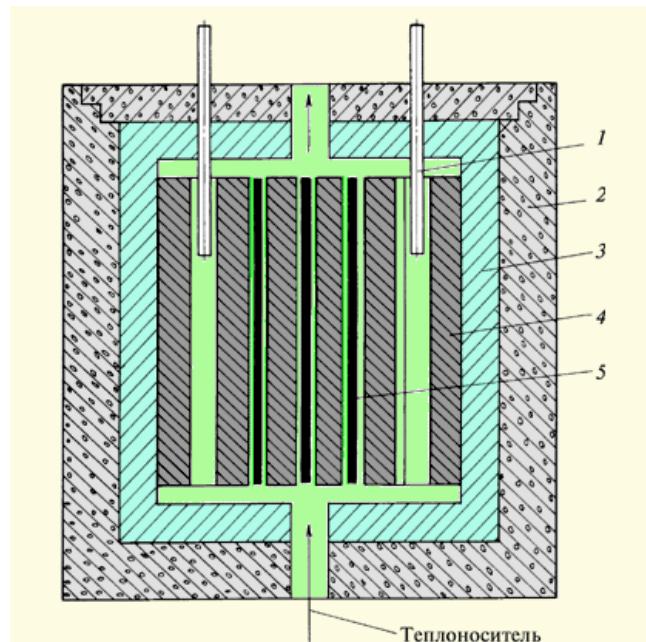


Рис. 5.3. Схема ядерного реактора на тепловых нейтронах

Изменяют мощность реактора с помощью стержней системы регулирования и защиты (СУЗ), выполненных из материалов хорошо поглощающих нейтроны. При опускании стержней поглощение нейтронов увеличивается, общее число нейтронов уменьшается, и мощность реактора также уменьшается вплоть до полной остановки.

Реактор окружается *биологической защитой* — кладкой из тяжелого бетона, предохраняющей персонал от воздействия медленных и быстрых нейтронов и ионизирующего излучения.

Количество стационарно существующих нейтронов определяет число образующихся осколков деления ядер, которые разлетаются в разные стороны с огромной скоростью. Торможение осколков приводит к разогреву топлива и стенок твэлов. Для снятия этого тепла в реактор подается *теплоноситель*, нагрев которого и представляет цель работы ядерного реактора. В наиболее распространенных типах ядерных реакторов в качестве теплоносителя используют обычную воду, естественно, высокого качества.

Практически вся мировая атомная энергетика базируется на **корпусных реакторах**. Как следует из самого названия, их главной особенностью является использование для размещения активной зоны толстостенного цилиндрического корпуса.

В свою очередь корпусные реакторы выполняют с водой под давлением (в английской транскрипции PWR — *pressed water reactor*, в русской ВВЭР — *водо-водяной энергетический реактор*), и кипящие (BWR — *boiling water reactor*). В водо-водянном

реакторе циркулирует только вода под высоким давлением. В *кипящем реакторе* в его корпусе над поверхностью жидкости образуется насыщенный водяной пар, который направляется в паровую турбину. В России реакторы кипящего типа не строят. В корпусных реакторах и теплоносителем является вода.

Альтернативой корпусным реакторам являются *канальные реакторы*, которые строили только в Советском Союзе под названием РБМК — реактор большой мощности канальный. Такой реактор представляет собой графитовую кладку с многочисленными каналами, в каждый из которых вставляется как бы небольшой кипящий реактор малого диаметра. Замедлителем в таком реакторе служит графит, а теплоносителем — вода.

На рис. 5.4, *а* показан продольный разрез реактора ВВЭР-1000, на рис. 5.4, *б* — его внешний вид, а в табл. 5.2 представлены основные характеристики реакторов ВВЭР-1000 и ВВЭР-440.

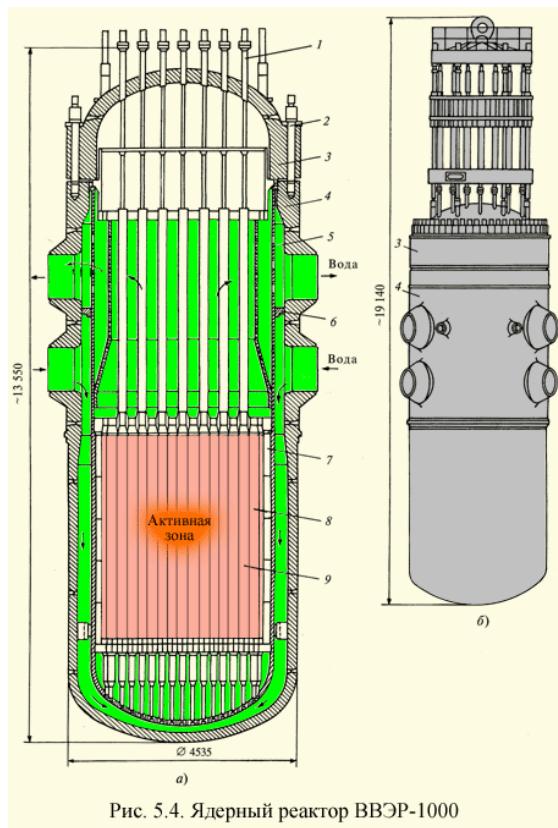


Рис. 5.4. Ядерный реактор ВВЭР-1000

Таблица 5.2 Основные характеристики реакторов ВВЭР

Показатель	Энергетический реактор	
	ВВЭР- 1000	ВВЭР- 440
Тепловая мощность, МВт	3000	1375
Энергетическая мощность энергоблока, МВт	1000	440
КПД энергоблока, %	33	31,5
Давление теплоносителя в первом корпусе, МПа	15,7	12,26
Температура воды на входе, °С	239	269
Средний подогрев воды в реакторе, °С	33,5	31
Расход воды через реактор, м ³ /ч	76000	39000

Количество циркуляционных петель, шт.	4	6
Загрузка топлива, т	66	42
Обогащение топлива, %	4,4	3,3
Корпус реактора (без крышки):		
Максимальный диаметр (с патрубками), мм	5280	4350
Внутренний диаметр, мм	4070	3560
Высота, мм	10850	11800
Масса, т	304	208,8

На рис. 5.5 показан корпус реактора ВВЭР-440 во время изготовления на заводе.



Рис. 5.5. Корпус ядерного реактора ВВЭР-1000

Корпус реактора состоит из цилиндрического сосуда и крышки, притягиваемой к сосуду многочисленными шпильками со специальными колпачковыми гайками. В сосуде подвешивается шахта, представляющая собой тонкостенный сосуд с уплотнением и системой отверстий, обеспечивающих направленное движение теплоносителя. Теплоноситель (вода) с давлением 15,7 МПа и температурой 289 °C поступает по четырем штуцерам в кольцевое пространство между корпусом и шахтой и движется вниз между ними. На этой стадии вода выполняет функцию отражателя нейтронов. Дно шахты имеет многочисленные отверстия, через которые вода попадает внутрь шахты, где располагается *активная зона*, состоящая из отдельных шестигранных ТВС, каждый из которых содержит 312 твэлов.

Поступивший через перфорированное дно шахты теплоноситель движется вверх, омывает твэлы, разогретые процессом деления ядерного горючего, нагревается и с

температурой 322,5 °С через перфорации в верхней части шахты и четыре выходных отверстия направляется в четыре парогенератора.

Корпус реактора представляет собой уникальную конструкцию, сваренную из отдельных обечаек, изготавливаемых ковкой. Масса обечаек достигает почти 100 т. Они выполняются двухстенными. Наружная часть — из термостойкой высокопрочной стали, а внутренняя плакируется слоем аустенитной нержавеющей стали толщиной 10—20 мм.

Масса корпуса без крышки превышает 300 т, а крышки и шпилек достигает 100 т.

Поперечные разрезы по активной зоне и по приводам СУЗ реактора ВВЭР-440, имеющего конструкцию, аналогичную реактору ВВЭР-1000. Сам реактор вместе с биологической защитой.

Реактор канального типа РБМК-1000 показан на рис. 5.11, а его технические данные следующие:

Мощность энергоблока электрическая, МВт	1000
Мощность реактора тепловая, МВт	3200
КПД, %.	31,3
Высота активной зоны, м	7
Диаметр активной зоны, м.	1,8
Число каналов	1693
Загрузка топлива.	192
Обогащение топлива, %...	2
Диаметр твэла, мм	13,6

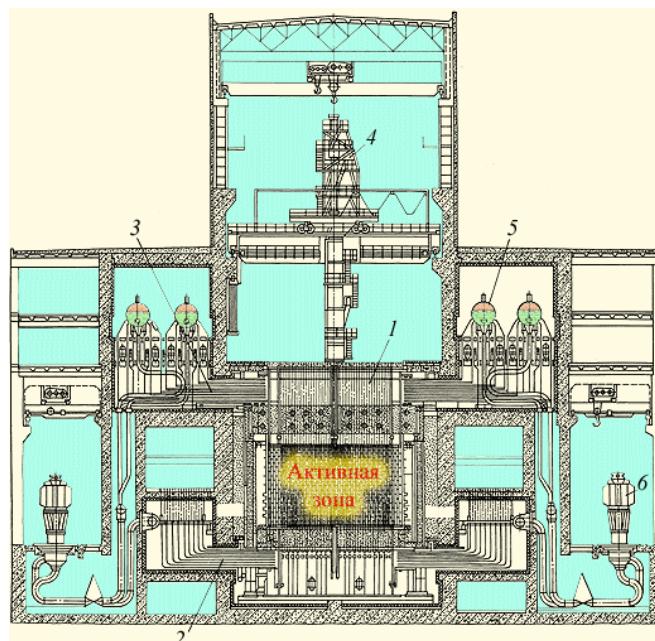


Рис. 5.11. Реактор РБМК-1000

Активная зона реактора представляет собой графитовую кладку 10 из блоков сечением 250x250 мм. В центре каждого блока выполнено вертикальное отверстие (канал), в которое помещается парогенерирующее устройство. Совокупность парогенерирующего устройства, кладки и элементов их установки называют технологическим каналом. Он включает в себя трубу, состоящую из центральной (циркониевой) части 11, расположенной в области графитовой кладки 10, и двух концевых частей 4 и 14, выполненных из нержавеющей стали. Внутри центральной части трубы подвешивается ТВС, состоящая из двух последовательно расположенных пучков.

Каждый пучок состоит из 18 стержневых твэлов наружным диаметром 13,6 мм, толщиной стенки 0,9 мм и длиной 3,5 м.

В нижнюю концевую часть трубы 14 каждого канала поступает вода от главного циркуляционного насоса (ГЦН) и движется вверх, омывая пучки 9 ТВС. При этом вода нагревается до состояния кипения, частично испаряется и с массовым паросодержанием примерно 15 % направляется в барабан-сепаратор 5. Здесь вода и пар разделяются: пар направляется в паровую турбину, а вода с помощью ГНЦ снова возвращается в технологические каналы.

Активная зона (графитовая кладка) окружается стальным герметичным кожухом и заполняется смесью гелия и азота при небольшом избыточном давлении.

4. Сравнение реакторов типов ВВЭР и РБМК.

В России работает 14 водо-водяных реакторов типа ВВЭР общей мощностью 10640 МВт и 11 канальных графитовых реакторов типа РБМК общей мощностью 11000 МВт (см. табл. 5.1). За рубежом реакторов канального типа, аналогичным РБМК, не строят.

Главное преимущество реакторов типа ВВЭР перед РБМК состоит в их большей безопасности. Это определяется тремя причинами:

- реактор ВВЭР принципиально не имеет так называемых положительных обратных связей, т.е. в случае потери теплоносителя и потери охлаждения активной зоны цепная реакция горения ядерного топлива затухает, а не разгоняется, как в РБМК;
- активная зона ВВЭР не содержит горючего вещества (графита), которого в активной зоне РБМК содержится около 2 тыс. т;
- реактор ВВЭР имеет защитную оболочку, не допускающую выхода радиоактивности за пределы АЭС даже при разрушении корпуса реактора; выполнить единый защитный колпак для РБМК невозможно из-за большой разветвленности труб реакторного контура.

Самое главное преимущество ВВЭР — большая безопасность, значение которого полностью осознали, к сожалению, лишь после Чернобыльской катастрофы, хотя это было известно давно. И то, что в энергетике России энергоблоки РБМК получили тем не менее широкое распространение, объясняется тем, что до ввода в конце 70-х годов завода «Атоммаш», производящего реакторы типа ВВЭР, СССР мог производить только по одному корпусу реактора в год (на Ижорском заводе). Сейчас Россия производит только усовершенствованные высоконадежные реакторы типа ВВЭР. Завод «Атоммаш» может изготавливать от 4 до 8 реакторов в год.

Однако в защиту РБМК необходимо сказать еще несколько слов.

Корпус ВВЭР имеет гигантские размеры, а изготовление его весьма трудоемко. Его размеры ограничены достижением предельного состояния прочности, так как механические напряжения, разрывающие корпус, пропорциональны его диаметру и внутреннему давлению в нем (при этом необходимо учитывать охрупчивание металла под действием нейтронного облучения). Кроме того, габариты корпуса ВВЭР ограничены требованиями железнодорожной перевозки. Все это приводит к тому, что для ВВЭР имеется некоторая предельная мощность, обусловленная размерами корпуса. Например, максимальная мощность ВВЭР в США достигла 1300 МВт и длина его корпуса составляет 13,42 м при диаметре 5,6 м. Для РБМК таких проблем нет, так как его мощность может быть увеличена простым наращиванием числа параллельных технологических каналов в графитовой кладке (при этом, конечно, усложняется система раздачи и сбора пара из технологических каналов). Повышение единичной мощности реакторов очень важно, так как стоимость строительства АЭС весьма высока и превышает 1100 долл/кВт. Повышение единичной мощности всегда приводит к снижению стоимости 1 кВт установленной мощности, так как при этом укрупняются такие элементы как ГЦН, парогенераторы (или барабаны-сепараторы), паровая турбина

со всем ее сложным хозяйством, удешевляется удельная стоимость системы автоматики, водоснабжения и т.д. Уже очень давно на Игналинской АЭС (Литва) работает реактор типа РБМК мощностью 1500 МВт (эл).

Важным преимуществом реактора типа РБМК является возможность непрерывной перегрузки топлива (замены ТВС) перегрузочной машиной, с помощью которой ежесуточно заменяют 3—4 ТВС. Реактор типа ВВЭР необходимо останавливать ежегодно (со снятием верхнего блока и крышки — для того, чтобы извлечь 1/3 топлива из центральной части активной зоны, где выгорание идет быстрее. Затем 1/3 топлива перемещают из средней части активной зоны в центральную часть и из периферийной — в среднюю; в освобожденной периферийной части активной зоны устанавливаются ТВС со свежими твэлами. Правда, перегрузку топлива, совмещают с планово-предупредительными ремонтами (ППР) длительностью 20—40 сут другого оборудования энергоблока. Но в любом случае необходимость ежегодной перезагрузки топлива (сейчас постепенно решается вопрос о продлении топливной компании до 18 мес) приводит к снижению коэффициента использования установленной мощности (КИУМ).

5. Технологические схемы производства электроэнергии на АЭС с реакторами типов ВВЭР и РБМК.

Реакторы типа ВВЭР используют для строительства *двуухконтурных АЭС*. Как следует из названия, такая АЭС (рис. 5.14) состоит из двух контуров. Первый контур расположен в *реакторном отделении*. Он включает реактор типа ВВЭР, через который с помощью ГЦН прокачивается вода под давлением 15,7 МПа (160 ат). На входе в реактор вода имеет температуру 289 °С, на выходе — 322 °С. При давлении в 160 ат вода может закипеть, как видно из рис. 1.2, только при температуре 346 °С и, таким образом, в первом контуре двухконтурной АЭС всегда циркулирует только вода без образования пара.

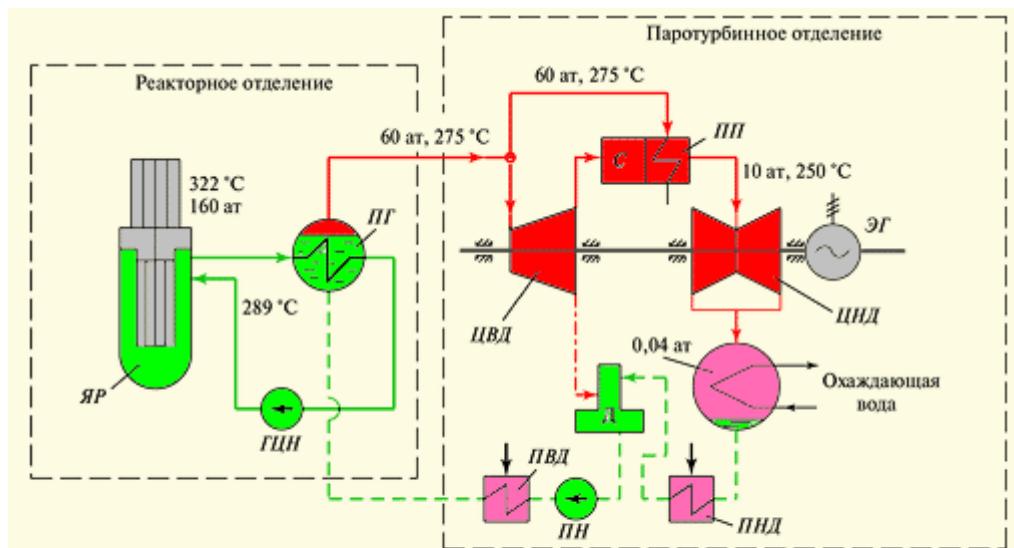


Рис. 5.14. Схема двухконтурной АЭС с водо-водяным реактором типа ВВЭР (приведенные цифры относятся к ВВЭР-1000)

Из ядерного реактора вода с температурой 322 °С поступает в *парогенератор*. Парогенератор — это горизонтальный цилиндрический сосуд (барабан), частично заполненный питательной водой второго контура; над водой имеется паровое пространство. В воду погружены многочисленные трубы парогенератора *ПГ*, в которые поступает вода из ядерного реактора. Можно сказать, что парогенератор — это кипятильник, выпаривающий воду при повышенном давлении. С помощью питательного

насоса P_N и соответствующего выбора турбины в парогенераторе создается давление существенно меньшее, чем в первом контуре (для реактора ВВЭР-1000 и турбины мощностью 1000 МВт это давление свежего пара $p_0 = 60$ ат). Поэтому уже при нагреве до 275 °С в соответствии с водой в парогенераторе закипает вследствие нагрева ее теплоносителем, имеющим температуру 322 °С. Таким образом, в парогенераторе, являющимся связывающим звеном первого и второго контура (но расположенным в реакторном отделении), генерируется сухой насыщенный пар с давлением $p_0 = 60$ ат и температурой $t_0 = 275$ °С (свежий пар). Если говорить строго, то этот пар — влажный, однако его влажность мала (0,5 %). И сейчас мы отмечаем первую особенность АЭС — низкие начальные параметры и влажный пар на входе в турбину.

Этот пар направляется в ЦВД паровой турбины. Здесь он расширяется до давления примерно 1 МПа (10 ат). Выбор этого давления обусловлен тем, что уже при этом давлении влажность пара достигает 10—12 %, и капли влаги, движущиеся с большой скоростью, приводят к интенсивной эрозии и размывам деталей проточной части паровой турбины.

Поэтому из ЦВД пар направляется в сепаратор-пароперегреватель (СПП). В сепараторе С от пара отделяется влага, и он поступает в пароперегреватель, где его параметры доводятся до значений 10 ат, 250 °С. Таким образом, пар на выходе из СПП является перегретым, и эти параметры выбраны такими, чтобы получить допустимую влажность в конце турбины, где угроза эрозии еще большая, чем за ЦВД. Пар с указанными параметрами поступает в ЦНД (в энергоблоке 1000 МВт три одинаковых ЦНД, на). Расширившись в ЦНД, пар поступает в конденсатор, а из него в конденсатно-питательный тракт, аналогичный показанному на тракту обычной ТЭС.

Важно отметить, что во втором контуре циркулирует нерадиоактивная среда, что существенно упрощает эксплуатацию и повышает безопасность АЭС.

На показана схема *одноконтурных АЭС*, построенных в России с реакторами РБМК-1000 на трех АЭС (см. табл. 5.1). Одноконтурной она называется потому, что и через реактор, и через паротурбинную установку циркулирует одно и то же рабочее тело.

Питательная вода с помощью ГЦН с параметрами 80 ат и 265 °С из раздаточного коллектора подводится к многочисленным (в РБМК-1000 их 1693) параллельным технологическим каналам, размещенным в *активной зоне реактора*. На выходе из каналов пароводяная смесь с паро-содержанием 14—17 % собирается в коллекторе и подается в барабан-сепаратор (у РБМК-1000 их четыре). Барабан-сепаратор служит для разделения пара и воды. Образующийся пар с параметрами 6,4 МПа (65 ат) и 280 °С направляется прямо в паровую турбину (реактор РБМК-1000 в номинальном режиме питает две одинаковые паровые турбины мощностью по 500 МВт каждая).

Пар, получаемый в реакторе и в сепараторе, является радиоактивным вследствие наличия растворенных в нем радиоактивных газов, причем именно паропроводы свежего пара обладают наибольшим радиоактивным излучением. Поэтому их прокладывают в специальных бетонных коридорах, служащих биологической защитой. По этой же причине пар к турбине подводится снизу, под отметкой ее обслуживания (пола машинного зала).

Пар, расширившийся в ЦВД до давления 0,35 МПа (3,5 ат), направляется в СПП (на каждой турбине энергоблока с реактором РБМК-1000 их четыре), а из них — в ЦНД (на каждой турбине их также четыре) и в конденсаторы. Конденсатно-питательный тракт такой же, как у обычной ТЭС. Однако многие его элементы требуют биологической защиты от радиоактивности. Это относится к конденсатоочистке и водяным емкостям конденсатора, где могут накапливаться радиоактивные продукты коррозии, подогревателям регенеративной системы, питаемым радиоактивным паром из турбины, сборникам сепаратора СПП. Одним словом, и устройство, и эксплуатация одноконтурных АЭС, особенно в части машинного зала, существенно сложнее, чем двухконтурных.

Конденсат, пройдя систему регенеративного подогрева воды, приобретает температуру 165 °C, смешивается с водой, идущей из барабана-сепаратора (280 °C) и поступает к ГЦН, обеспечивающим питание ядерного реактора.

6. Преимущества и недостатки АЭС по сравнению с ТЭС

Главным преимуществом АЭС перед любыми другими электростанциями является их практическая независимость от источников топлива, т.е. удаленности от месторождений урана и радиохимических заводов. Энергетический эквивалент ядерного топлива в миллионы раз больше, чем органического топлива, и поэтому, в отличие, скажем, от угля, расходы на его перевозку ничтожны. Это особенно важно для европейской части России, где доставка угля из Кузбасса и Сибири слишком дорога. Кроме того, замена выработки электроэнергии на газомазутных (фактически — газовых) ТЭС производством электроэнергии на АЭС — важный способ поддержания экспортных поставок газа в Европу.

Это преимущество трансформируется в другое: для большинства стран, в том числе и России, производство электроэнергии на АЭС не дороже, чем на газомазутных и тем более пылеугольных ТЭС. Достаточно сказать, что сейчас тарифы на закупку электроэнергии АЭС электрическими сетями на 40—50 % ниже, чем для ГРЭС различного типа. Особенно заметно преимущество АЭС в части стоимости производимой электроэнергии стало заметно в начале 70-х годов, когда разразился энергетический кризис и цены на нефть на мировом рынке возросли в несколько раз. Падение цен на нефть, конечно, автоматически снижает конкурентоспособность АЭС.

Затраты на строительство АЭС находятся примерно на таком же уровне, как и на строительство пылеугольных ТЭС или несколько выше.

Наконец, огромным преимуществом АЭС является ее относительная экологическая чистота. Из табл. 5.3 видно, сколь огромны выбросы вредных веществ ТЭС, работающих на различных органических топливах

Таблица 5.3 Годовые выбросы от ТЭС мощностью 1000 МВт, т

Вид выбросов	Тип ТЭС		
	Пылеугольная	Мазутная	Газовая
Сернистые газы	138 000	98000	13
Оксиды азота	20900	21800	12200
Оксид углерода	500	9	—
Углеводороды	210	680	—
Альдегиды	50	120	30
Золовая пыль	4500	730	450
Суммарные выбросы	164 800	121 300	12700

Подобные выбросы на АЭС просто отсутствуют. Если ТЭС мощностью 1000 МВт потребляет в год 8 млн т кислорода для окисления топлива, то АЭС не потребляет кислорода вообще.

Главный недостаток АЭС — тяжелые последствия аварий в реакторном отделении с его разгерметизацией и выбросом радиоактивных веществ в атмосферу с заражением громадных пространств. Это не требует особых пояснений — достаточно вспомнить аварию на Чернобыльской АЭС. Для исключения таких аварий АЭС оборудуется сложнейшими системами безопасности с многократными запасами и резервированием, обеспечивающими даже в случае так называемой *максимальной проектной аварии* (местный полный поперечный разрыв трубопровода циркуляционного контура в реакторном отделении) исключение расплавления активной зоны и ее расхолаживание.

Для обеспечения радиационной безопасности АЭС оборудуют специальной приточно-вытяжной системой вентиляции, сложность которой не идет ни в какое сравнение с вентиляционной системой ТЭС. Если для последней основной задачей является поддержание только санитарно-технических норм, то вентиляционная система АЭС, кроме решения названной задачи должна решать проблему радиационной безопасности. Для этого АЭС оборудуется системой определенного направленного движения воздуха из зон с малым радиоактивным загрязнением в так называемые необслуживаемые помещения с высоким уровнем радиации (вплоть до создания в таких помещениях разрежения). В конечном счете все вентиляционные потоки поступают к дезактивационным фильтрам и затем к вентиляционной трубе высотой не менее 100 м.

Серьезной проблемой для АЭС является их ликвидация после выработки ресурса, которая по оценкам может составлять до 20 % стоимости их строительства.

Отметим также некоторые эксплуатационные особенности АЭС.

АЭС в силу ряда технических причин не могут работать в маневренных режимах, т.е. участвовать в покрытии переменной части графика электрической нагрузки. Конечно, из-за высокой стоимости АЭС должны работать с максимальной нагрузкой, но при их высокой доле в установленной мощности отдельных объединенных энергосистем и при больших неравномерностях графика суточной и недельной нагрузки возникает необходимость быстрых нагружений и разгрузок АЭС, которые для них крайне нежелательны.

Как видно из рис. 5.14 и 5.15, параметры энергоблоков АЭС существенно ниже, чем ТЭС: температура пара перед турбиной почти в 2 раза, а давление более чем в 3 раза меньше. Это означает, что работоспособность 1 кг пара, протекающего через турбину АЭС, оказывается примерно вдвое меньше, чем через турбину ТЭС. Вместе с тем, большие капитальные затраты требуют большой единичной мощности энергоблоков АЭС. Отсюда — огромные расходы пара через турбоагрегаты АЭС по сравнению с турбоагрегатами ТЭС и соответственно огромные расходы охлаждающей воды.

Тем не менее, при всех «недостатках» генерация электроэнергии на АЭС развивается.

7. Текущее положение и перспективы строительства АЭС в России и за рубежом.

Отмеченные выше преимущества АЭС и отсутствие серьезных аварий в первые 20 лет их развития обусловили бурное строительство АЭС в период 1970—1980 гг.

В 1979 г. на АЭС «Три Майл Айленд» (США) произошла серьезная авария с расплавлением активной зоны реактора. Защитная оболочка реактора не допустила значительных выходов радиоактивности за его пределы, но впервые заставила энергетиков задуматься о необходимости самого пристального внимания к безопасности АЭС. Принятые меры по увеличению безопасности АЭС привели к заметному удорожанию их электроэнергии, а одновременно наложившееся падение цен на нефть на мировом рынке вызвало временный переизбыток энергетических мощностей, приведшее к сокращению заказов на строительство. Так, в период 1979—1984 гг. было аннулировано около 70 заказов на ядерные реакторы.

Еще более серьезный удар развитию атомной энергетики нанесла авария на Чернобыльской АЭС в 1986 г. и ее катастрофические последствия. В ряде стран был принят мораторий на строительство новых АЭС, но в таких странах как Франция, Япония (до последнего времени) атомная энергетика продолжает развиваться. В 1999 г. вошли в строй четыре АЭС (во Франции, Индии, Корее и Словакии). Начато строительство семи новых АЭС (по две в Японии, на Тайване, в Корее и одна в КНР). В ближайшие годы в мире планируется ввести 38 новых АЭС.

Судьбы российской и мировой атомной энергетики в определенной степени схожи (рис. 5.16). В 1970—1980 гг. было введено 7 млн кВт новых мощностей на АЭС и в

последующее десятилетие планировалось ввести в эксплуатацию в б. СССР еще 28 млн кВт, однако в силу причин, отмеченных выше, введено было в 2 раза меньше. В период 1990—2000 гг. заканчивалось строительство нескольких энергоблоков ранее построенных АЭС.

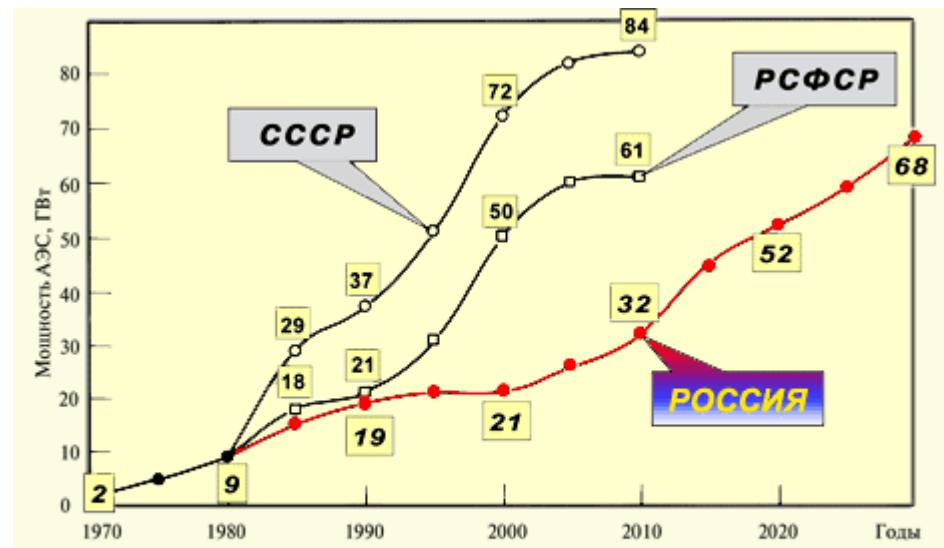


Рис. 5.16. Государственное планирование развития атомной энергетики по данным Минатома России



Рис. 5.17. Потенциал развития атомной энергетики России до 2020 г. по данным Минатома России (в выносках — планируемые к строительству энергоблоки АЭС)

В 2001 г. после долгого перерыва (с 1993 г., когда на Балаковской АЭС был введен в эксплуатацию четвертый энергоблок мощностью 1 млн кВт) запущен в работу первый энергоблок Ростовской АЭС. В дальнейшем планируется ежегодно в ближайшие 5 лет вводить по одному энергоблоку мощностью 1 млн кВт.

Оценка потенциала строительства АЭС в России вплоть до 2020 г. по данным Минатома представлена на рис. 5.17. Она предполагает строительство АЭС на 38 ранее заложенных площадках, а также сооружение новых АЭС в самых различных районах России.

2.5 Исследование работы атомной электрической станции

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на следующие особенности.

Атомные электростанции (АЭС.) Общие сведения

АЭС — это по существу тепловые электростанции, которые используют тепловую энергию ядерных реакций.

В настоящее время строятся АЭС, работающие по различным схемам, но все же наибольшее распространение получили двухконтурные АЭС с водяным теплоносителем и одноконтурные с реактором кипящего типа.

Первая отечественная АЭС была построена и пущена в эксплуатацию в июне 1954 г. Эта станция положила начало использованию атомной энергии для производства электроэнергии. На станции необходимо было проверить работу основных элементов и показать возможность в промышленных установках преобразовывать энергию деления ядер в электрическую. Параметры установки были низкими, тепловая схема сильно упрощена, а электрическая мощность составляла всего 5000 кВт. Электростанция была спроектирована для работы по двухконтурной схеме. Опыт ее эксплуатации показал, что двухконтурные АЭС вполне надежны и не оказывают вредного влияния на окружающую среду и здоровье обслуживающего персонала. Работы, проведенные в последующие годы на установках электрической мощностью 210, 365 и 440 МВт (на Нововоронежской АЭС), позволили создать серии крупных энергетических блоков, эксплуатируемых сейчас на ряде отечественных электростанций. Одновременно были разработаны и построены блоки конденсационных АЭС большой мощности, работающие по одноконтурной схеме.

Атомные электростанции могут быть конденсационными (АКЭС) и теплоэлектроцентралями (АТЭЦ). В последние годы в некоторых странах большое внимание уделяется использованию теплоты комбинированных атомных установок для опреснения морских и солончаковых вод. Очевидно, что станции такого типа будут строиться в местах, где ощущается недостаток пресной воды.

Один из основных элементов АЭС - реактор. В России, как и во многих странах мира, используют в основном ядерные реакции расщепления урана U-235 под действием тепловых нейтронов. Для их осуществления в реакторе, кроме топлива (U-235), должен быть замедлитель нейтронов и, естественно, теплоноситель, отводящий тепло из реактора. В реакторах типа ВВЭР (водо-водяной энергетический) в качестве замедлителя и теплоносителя используется обычная вода под давлением. В реакторах типа РБМК (реактор большой мощности канальный) в качестве теплоносителя используется вода, а в качестве замедлителя — графит. Оба эти реактора нашли широкое применение на АЭС.

На АЭС широко применяется насыщенный пар. Это объясняется тем, что в ряде случаев перегрев пара непосредственно в ядерном реакторе весьма усложняет конструкцию реактора и схему установки, требует существенных дополнительных капитальных затрат. В то же время на АЭС стоимость топлива (ядерного горючего), отнесенная к единице выработанной энергии, значительно ниже, чем на электростанциях обычного типа. Поэтому здесь производство электроэнергии на установках меньшей стоимости даже при более низких значениях КПД экономически оправдано.

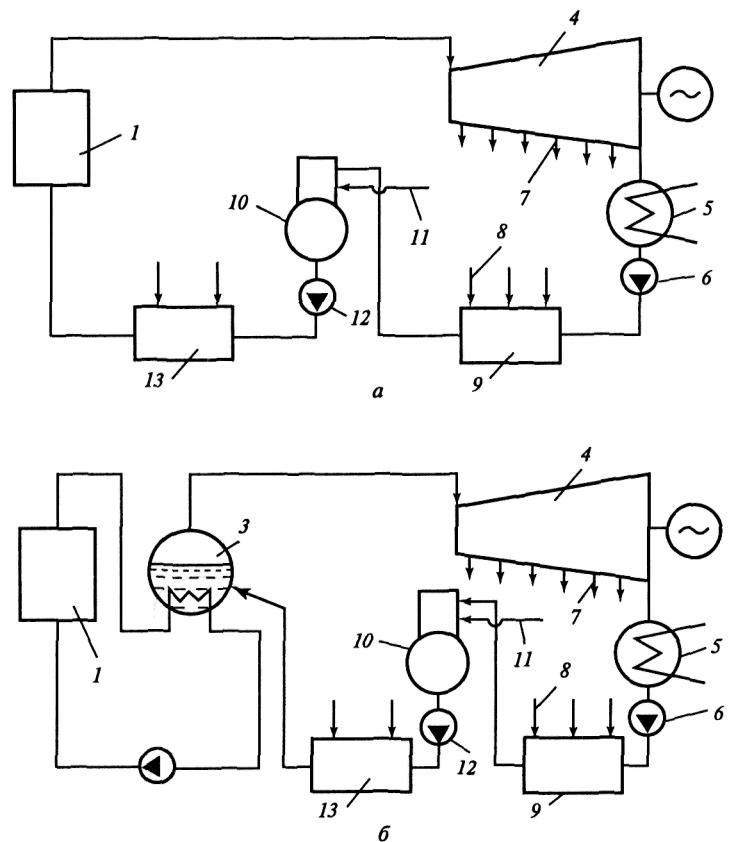
Схема АЭС может быть одноконтурной, двухконтурной и трехконтурной.

На АЭС, работающей по одноконтурной схеме (рисунок 1а), пар образуется в активной зоне реактора и оттуда направляется в турбину. В некоторых случаях до поступления в турбину пар подвергается перегреву в перегревательных каналах реактора. Одноконтурная схема наиболее проста. Однако образующийся в реакторе пар радиоактивен, поэтому большая часть оборудования АЭС должна иметь защиту от излучений. В процессе работы электростанции в паропроводах, турбине и других элементах оборудования могут скапливаться выносимые из реактора с паром твердые вещества (содержащиеся в воде примеси, продукты коррозии), обладающие наведенной

активностью, что затрудняет контроль за оборудованием и его ремонт.

По двухконтурной и трехконтурной схемам (рисунок 1 б и в) отвод теплоты из реактора осуществляется теплоносителем, который затем передает теплоту рабочей среде непосредственно или через теплоноситель промежуточного контура. На АЭС, работающих по двухконтурной или трехконтурной схеме, рабочая среда и теплоноситель второго контура в нормальных условиях нерадиоактивны, поэтому эксплуатация электростанций существенно облегчается. Кроме того, продукты коррозии паропроводов, конденсаторов и турбинного тракта не попадают в реактор. Однако капитальные затраты в этом случае значительно выше, особенно при трехконтурной схеме. Такие схемы следует применять, когда вероятность контакта активного теплоносителя с водой должна быть полностью исключена, например при использовании в качестве теплоносителя жидкого натрия, так как его контакт с водой может привести к крупной аварии. В трактах АЭС, работающих по двухконтурной схеме, даже при небольших нарушениях плотности возможен контакт активного натрия с водой и аварию ликвидировать было бы довольно трудно. При трехконтурной схеме контакт активного натрия с водой исключен.

Во всех приведенных на рисунке 1 схемах конденсат после конденсатора турбины проходит систему регенеративного подогрева, которая, по существу, не отличается от применяемой на обычных электростанциях.



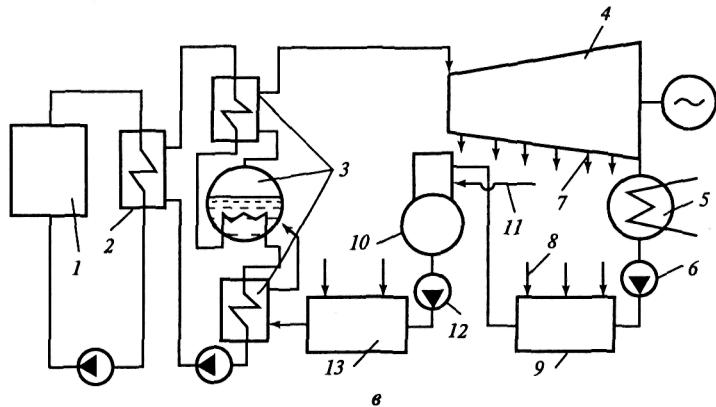


Рисунок 1. Одноконтурная (а), двухконтурная (б) и трехконтурная (в) схемы АЭС:

1 — реактор, 2 — промежуточный теплообменник, 3 — парогенератор, 4 — турбогенератор; 5 — конденсатор; 6 — конденсатный насос; 7 — пар от отбора, 8 — пар на регенеративный подогреватель; 9, 13 — регенеративные подогреватели низкого и высокого давления; 10 — деаэратор; 11 — пар на деаэратор; 12 — питательный насос

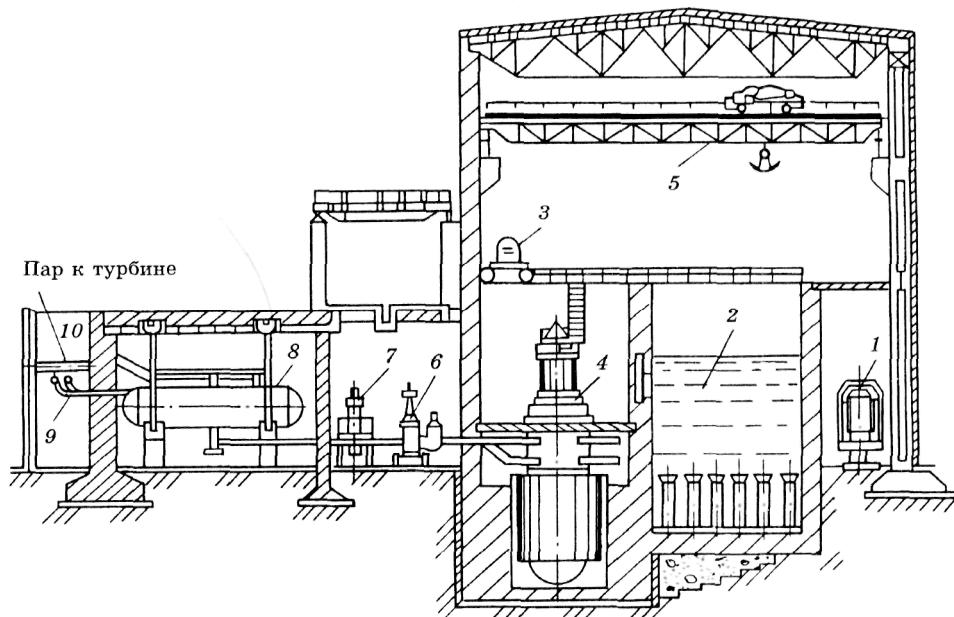


Рисунок 2 Технологическая схема первого контура АЭС:

1 — контейнер, 2 — бассейн; 3 — перегрузочный кран, 4 — реактор, 5 — мостовой кран реакторного зала, 6 — главная задвижка, 7 — главный циркуляционный насос, 8 — парогенератор, 9 — трубопроводы питательной воды, 10 — трубопроводы вторичного пара

Технологическая схема первого контура двухконтурной АЭС показана на рисунке 2.

Ядерное топливо, находящееся в тепловыделяющих элементах (твэлах) определенной формы, доставляется в контейнерах 1 на электростанцию и с помощью перегрузочного крана 3 загружается в активную зону реактора 4. Кассеты с отработавшими твэлами помещаются в бассейн 2, где выдерживаются в течение определенного времени. Когда радиоактивность горючего и материала кассет уменьшается до нормативных значений, кассеты в контейнерах вывозят на перерабатывающие заводы.

Теплота, выделяющаяся в реакторе и воспринятая теплоносителем, передается рабочей среде в парогенераторе (ПГ) 8. При трехконтурной схеме между теплоносителем

первого контура и рабочей средой имеется еще промежуточный контур (см. рисунок 1 в).

Пар, образовавшийся в ПГ (при двухконтурных и трехконтурных схемах) или в реакторе (при одноконтурной схеме), направляется по паропроводу к турбине. На схеме первого контура двухконтурной АЭС (рисунок 2) пар направляется к турбине по трубопроводу 10, питательная вода подается в ПГ по линии 9.

При работе на насыщенном паре (см. рисунок. 1, а и б) в проточной части турбины пар быстро увлажняется. Возрастание влажности приводит к увеличению интенсивности эрозийного износа элементов проточной части. Чтобы избежать этого, поток пара перед поступлением в цилиндр низкого давления (ЦНД) турбины пропускается через сепаратор, в котором его влажность понижается до значений, не превышающих 0,5%. На крупных современных блоках после сепаратора пар перегревается до температуры $t_{пп}$, близкой к начальной температуре t_0 (при некоторых схемах организации промежуточного перегрева $t_{пп} \approx t_0$).

Схемы АЭС в тепловой части могут выполняться в различных вариантах. На рисунке 3 в качестве примера представлена двухконтурная схема АЭС для электростанций с реакторами ВВЭР. Видно, что эта схема близка к схеме КЭС, однако вместо парогенератора на органическом топливе здесь используется ядерная установка.

АЭС, так же как и КЭС, строятся по блочному принципу как в тепломеханической, так и в электрической части.

Ядерное топливо, запасы которого достаточно велики, обладает очень высокой теплотворной способностью (1 кг U-235 заменяет 2900 т угля), поэтому АЭС особенно эффективны в районах, бедных топливными ресурсами, например в европейской части России.

АЭС выгодно оснащать энергоблоками большой мощности. Тогда по своим технико-экономическим показателям они не уступают КЭС, а в ряде случаев и превосходят их. В настоящее время разработаны реакторы электрической мощностью 440 и 1000 МВт типа ВВЭР, а также 1000 и 1500 МВт типа РБМК. При этом энергоблоки формируются следующим образом: реактор сочетается с двумя турбоагрегатами (реактор ВВЭР-440 и два турбоагрегата по 220 МВт, реактор 1000 МВт и два турбоагрегата по 500 МВт, реактор РБМК-1500 и два турбоагрегата по 750 МВт), или реактор сочетается с турбоагрегатом одинаковой мощности (реактор 1000 МВт и турбоагрегат 1000 МВт единичной мощности).

Перспективными являются АЭС с реакторами на быстрых нейтронах (БН), которые могут использоваться для получения тепла и электроэнергии, а также и для воспроизведения ядерного горючего. Технологическая схема энергоблока такой АЭС представлена на рисунке 4. Реактор типа БН имеет активную зону, где происходит ядерная реакция с выделением потока быстрых нейтронов. Эти нейтроны воздействуют на элементы из U-238, который обычно в ядерных реакциях не используется, и превращают его в плутоний Pu-239, который может быть впоследствии использован на АЭС в качестве ядерного горючего. Тепло ядерной реакции отводится жидким натрием и используется для выработки электроэнергии.

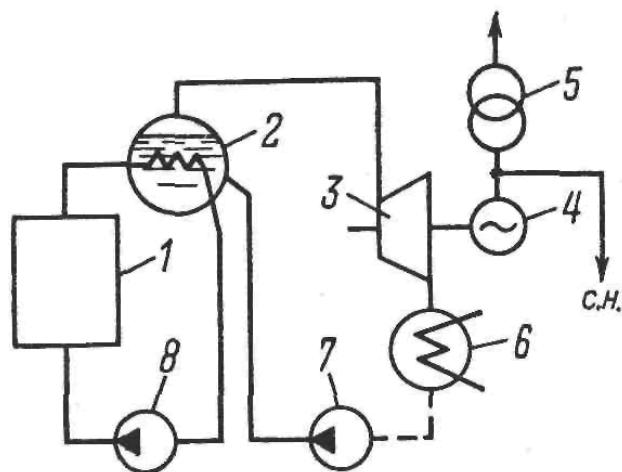


Рисунок 3. Принципиальная технологическая схема АЭС с реактором типа ВВЭР:
 1 — реактор; 2 — парогенератор; 3 — турбина; 4 — генератор; 5 — трансформатор; 6 — конденсатор турбины; 7 — конденсатный (питательный) насос; 8 — главный циркуляционный насос.

Схема АЭС с реактором БН трехконтурная, в двух из них используется жидкий натрий (в контуре реактора и промежуточном). Жидкий натрий бурно реагирует с водой и водяным паром. Поэтому, чтобы избежать при авариях контакта радиоактивного натрия первого контура с водой или водяным паром, выполняют второй (промежуточный) контур, теплоносителем в котором является нерадиоактивный натрий. Рабочим телом третьего контура является вода и водяной пар.

В настоящее время в эксплуатации находится ряд энергоблоков типа БН, из них наиболее крупный БН-600.

АЭС не имеют выбросов дымовых газов и не имеют отходов в виде золы и шлаков. Однако удельные тепловыделения в охлаждающую воду у АЭС больше, чем у ТЭС, вследствие большего удельного расхода пара, а следовательно, и больших удельных расходов охлаждающей воды. Поэтому на большинстве новых АЭС предусматривается установка градирен, в которых теплота от охлаждающей воды отводится в атмосферу.

Важной особенностью возможного воздействия АЭС на окружающую среду является необходимость захоронения радиоактивных отходов. Это делается в специальных могильниках, которые исключают возможность воздействия радиации на людей. Чтобы избежать влияния возможных радиоактивных выбросов АЭС на людей при авариях, применены специальные меры по повышению надежности оборудования (дублирование систем безопасности и др.), а вокруг станции создается санитарно-защитная зона.

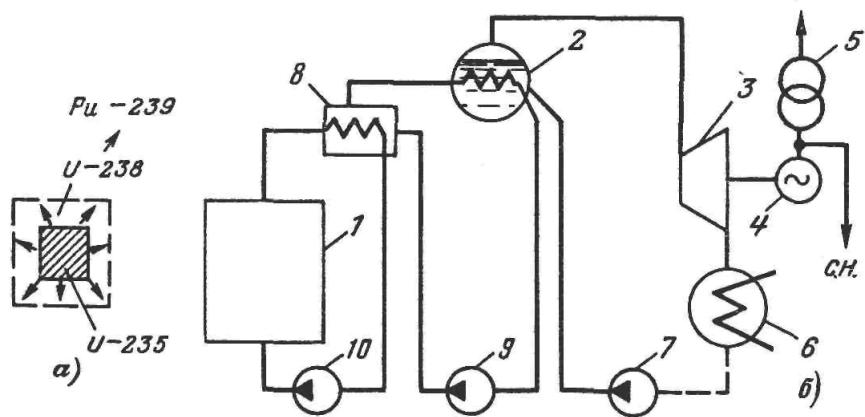


Рисунок 4. Принципиальная технологическая схема АЭС с реактором типа БН: а - принцип выполнения активной зоны реактора; б — технологическая схема: 1-7 — аналогичны указанным на рисунке 1; 8 — теплообменник натриевых контуров; 9 - насос нерадиоактивного натрия, 10 — насос радиоактивного натрия

Возможное размещение основных сооружений АЭС на примере станции с блоками ВВЭР-1000 показано на рисунке 5.

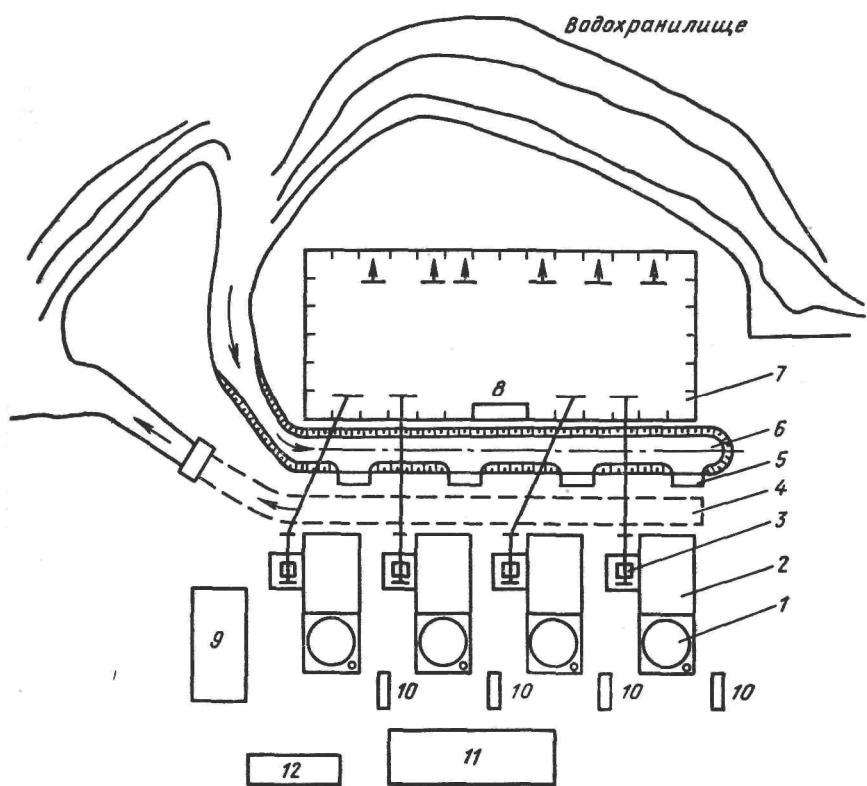


Рисунок 5. Вариант размещения основных узлов АЭС с реакторами типа ВВЭР-1000: 1 — помещение реактора; 2 — машинный зал; 3 — площадка трансформаторов; 4 — сбросной канал (закрытый); 5 — насосные станции; 6 — водоподводящий канал (открытый); 7 — ОРУ; 8 — щит ОРУ; 9 — объединенный вспомогательный корпус; 10 — дизель-электрическая станция; 11 — здание специальной водоподготовки; 12 — административно-бытовой комплекс.

2.6 Устройство современных паровых турбин

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на следующие особенности.

1. Устройство паровой турбины

Типичная паровая турбина показана на рис. 6.1. Для того чтобы увидеть внутреннее устройство турбины, при ее изображении «вырезана» передняя верхняя четверть. Точно также показана лишь задняя часть кожуха 2. Турбина состоит из трех цилиндров (ЦВД, ЦСД и ЦНД), нижние половины корпусов которых обозначены соответственно 39, 24 и 18. Каждый из цилиндров состоит из статора, главным элементом которого являются неподвижный корпус, и вращающегося ротора. Отдельные роторы цилиндров (ротор ЦВД 47, ротор ЦСД 5 и ротор ЦНД 11) жестко соединяются муфтами 31 и 21. К полумуфте 12 присоединяется полумуфта ротора электрогенератора (не показан), а к нему — ротор возбудителя. Цепочка из собранных отдельных роторов цилиндров, генератора и возбудителя называется *валопроводом*. Его длина при большом числе цилиндров (а самое большое их число в современных турбинах — 5) может достигать 80 м.

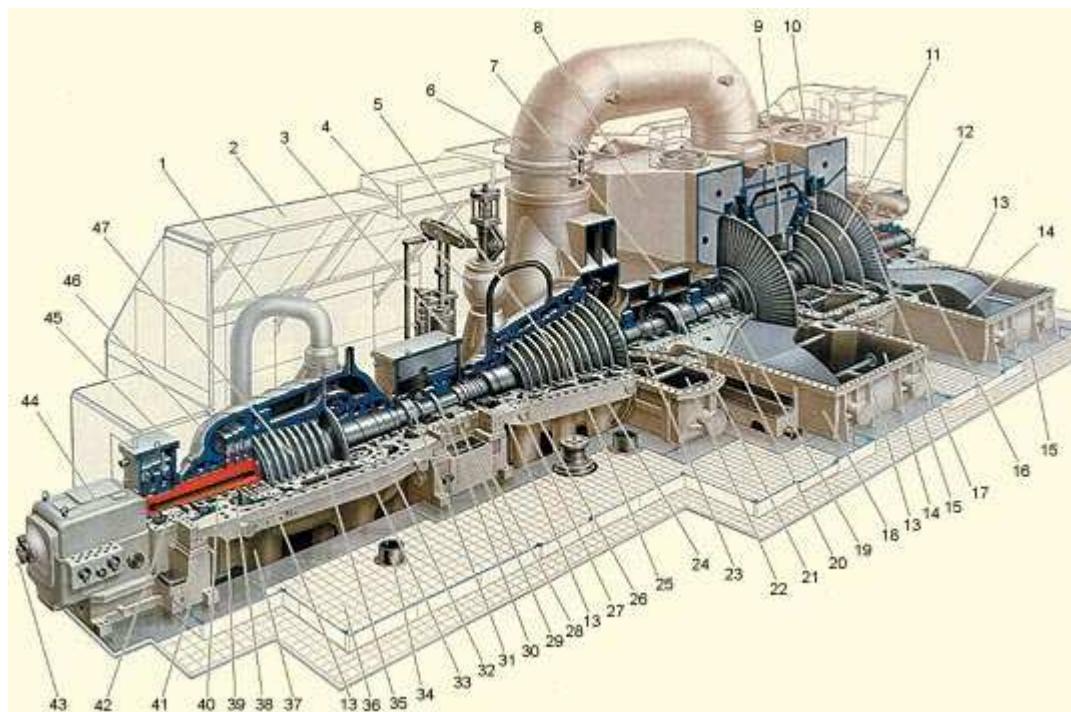


Рис 6.1 Конструкция типичной паровой турбины

Валопровод вращается во вкладышах 42, 29, 23, 20 и т.д. опорных подшипников скольжения на тонкой масляной пленке и не касается металлической части вкладышей подшипников. Как правило, каждый из роторов размещают на двух опорных подшипниках. Иногда между роторами ЦВД и ЦСД устанавливают только один общий для них опорный подшипник (см. позицию 29 на рис. 6.1). Расширяющийся в турбине пар заставляет вращаться каждый из роторов, возникающие на них мощности складываются и достигают на полумуфте 12 максимального значения.

К каждому из роторов приложено осевое усилие. Они суммируются, и их результирующая осевая сила передается с гребня 30 на упорные сегменты, установленные в корпусе упорного подшипника.

Каждый из роторов помещают в *корпус цилиндра* (см., например, поз. 24). При больших давлениях (а в современных турбинах оно может достигать 30 МПа ≈ 300 ат) корпус цилиндра (обычно ЦВД) выполняют двухстенным (из внутреннего 35 и внешнего

46 корпусов). Это уменьшает разность давлений на каждый из корпусов, позволяет сделать его стенки более тонкими, облегчает затяжку фланцевых соединений и позволяет турбине при необходимости быстро изменять свою мощность.

Все корпуса в обязательном порядке имеют горизонтальные разъемы 13, необходимые для установки роторов внутри цилиндров при монтаже, а также для легкого доступа внутрь цилиндров при ревизиях и ремонтах. При монтаже турбины все плоскости разъемов нижних половин корпусов устанавливают специальным образом (для простоты можно считать, что все плоскости разъема совмещают в одной горизонтальной плоскости). При последующем монтаже ось валопровода помещают в эту плоскость разъема, что обеспечивает центровку — ось валопровода будет точно совпадать с осью кольцевых расточек корпусов. Этим будут исключены задевания ротора о статор, которые могут привести к тяжелой аварии.

Пар внутри турбины имеет высокую температуру, а ротор вращается во вкладышах на масляной пленке, температура масла которой как по соображениям пожаробезопасности, так и необходимости иметь определенные смазочные свойства, не должна превышать 100 °С (а температура подаваемого и отводимого масла должна быть еще ниже). Поэтому вкладыши подшипников выносят из корпусов цилиндров и размещают их в специальных строениях — *опорах* (см. поз. 45, 28, 7 на рис. 6.1). Таким образом, вращающиеся концы каждого из роторов соответствующего цилиндра необходимо вывести из невращающегося статора, причем так, чтобы с одной стороны исключить какие-либо (даже малейшие) задевания ротора о статор, а с другой — не допустить значительную утечку пара из цилиндра в зазор между ротором и статором, так как это снижает мощность и экономичность турбины. Поэтому каждый из цилиндров снабжают *концевыми уплотнениями* (см. поз. 40, 32, 19) специальной конструкции.

Турбина устанавливается в главном корпусе ТЭС на верхней фундаментной плите 36 (см. рис. 2.6). В плите выполняются прямоугольные окна по числу цилиндров, в которых размещаются нижние части корпусов цилиндров, а также осуществляется вывод трубопроводов, питающих регенеративные подогреватели, паропроводы свежего и вторично перегретого пара, переходный патрубок к конденсатору.

Как отмечалось в лекции 2, после изготовления турбина проходит контрольную сборку и опробование на заводе-изготовителе. После этого ее разбирают на более-менее крупные блоки, доводят до хорошего товарного вида, консервируют, упаковывают в деревянные ящики и отправляют для монтажа на ТЭС.

Монтаж турбины осуществляют в следующем порядке. Сначала устанавливают нижнюю половину ЦНД 18 опорным поясом 15, расположенным по периметру обоих выходных патрубков ЦНД. ЦНД имеет собственные вваренные в них опоры ротора. Затем на перемычке между окнами под ЦВД и ЦСД и слева от окна под ЦВД размещают нижние половины корпусов опор соответственно 28 и 41. После этого на опоры подвешивают нижние половины корпусов наружных цилиндров 39 и 24, в них помещают статорные элементы и осуществляют центровку всех цилиндров турбины.

В опоры ротора вставляются нижние половины опорных вкладышей 42, 29, 23, 20 и 16, и на них опускают отдельные роторы. Их строго прицентровывают друг к другу и соединяют с помощью муфт 31 и 21.

Затем в верхние половины корпусов помещают необходимые внутренние статорные элементы и турбину закрывают. Для этого в отверстия на горизонтальные разъемы корпусов ввинчивают шпильки и опускают верхние половины (крышки — см., например, поз. 46 на рис. 6.1), после чего с помощью шпилек и специальных приспособлений верхние и нижние половины корпусов плотно стягиваются по фланцевым разъемам.

Аналогичным образом закрываются опоры роторов. После изоляции турбины, ограждения кожухом и многочисленных проверок ее доводят для состояния, пригодного к несению нагрузки.

При работе турбины пар из котла (см. рис. 2.2) по одному или нескольким паропроводам (это зависит от мощности турбины) поступает сначала к главной паровой задвижке, затем к стопорному (одному или нескольким) и, наконец, к регулирующим клапанам (чаще всего — 4). От регулирующих клапанов (на рис. 6.1 не показаны) пар по перепускным трубам 1 (на рис. 6.1 их четыре: две из них присоединены к крышке 46 внешнего корпуса ЦВД, а две других подводят пар в нижние половины корпуса) подается в паровпускную камеру 33 внутреннего корпуса ЦВД. Из этой полости пар попадает в *проточную часть* турбины и, расширяясь, движется к выходной камере ЦВД 38. В этой камере в нижней половине корпуса ЦВД имеются два выходных патрубка 37. К ним приварены паропроводы, направляющие пар в котел для промежуточного перегрева.

Вторично перегретый пар по трубопроводам поступает через стопорный клапан (не показан на рис. 6.1) к регулирующим клапанам 4, а из них — в паровпускную полость ЦСД 26. Далее пар расширяется в проточной части ЦСД и поступает в его выходной патрубок 22, а из него — в две перепускные трубы 6 (иногда их называют ресиверными), которые подают пар в паровпускную камеру ЦНД 9. В отличие от однопоточных ЦВД и ЦСД, ЦНД почти всегда выполняют двухпоточными: попав в камеру 9, пар расходится на два одинаковых потока и, пройдя их, поступает в выходные патрубки ЦНД 14. Из них пар направляется вниз в конденсатор. Перед передней опорой 41 располагается блок регулирования и управления турбиной 44. Его механизм управления 43 позволяет пускать, нагружать, разгружать и останавливать турбину.

2. Проточная часть и принцип действия турбины.

После того, как нами получено общее представление о турбине, рассмотрим ее «сердце» — *проточную часть*, которая является самой сложной и самой дорогой частью турбины. Сложность ее создания определяется не только высокими технологическими требованиями к изготовлению, материалам, монтажу, но, главным образом, чрезвычайной наукоемкостью: нельзя создать даже посредственную турбину, не обладая хорошими знаниями в таких областях науки, как механика, гидрогазодинамика, теория автоматического регулирования, механика разрушения, не говоря уже о специальных дисциплинах. Не удивительно поэтому, что число стран, выпускающих мощные паровые турбины по разработанной ими технической документации, не превышает десяти.

На рис. 6.2 показан фрагмент проточной части паровой турбины и охватывающих ее деталей. Собственно проточная часть состоит из чередующихся кольцевых *сопловых решеток* 1 и *рабочих решеток* 2. *Совокупность одной сопловой и одной рабочей решетки называют ступенью турбины*. Это название происходит из того, что потенциальная энергия пара преобразуется в кинетическую энергию вращения ротора порциями (ступенями).

Сопловая решетка состоит (рис. 6.3) из одинаковых *сопловых лопаток* 1, установленных по окружности на равном расстоянии друг от друга (шагом). Сопловые лопатки имеют вполне определенный профиль в сечении, и поэтому между сопловыми лопатками образуется вполне определенный сопловой канал (сопло) для прохода пара. Сопловые лопатки закреплены в диафрагме 2 (см. также поз. 11 на рис. 6.2), имеющей горизонтальный разъем, необходимый для установки ротора при монтаже (см. § 6.1). Диафрагма — это кольцевая перегородка, которая подвешивается двумя лапками 3 на уровне горизонтального разъема в кольцевой расточке обоймы. Обойма охватывает несколько диафрагм (две, три и более) — отсюда и ее название. В свою очередь обойма 12 лапками 6 (см. рис. 6.2 рис. 6.3) подвешивается в корпусе 3 (см. рис. 6.2) турбины. Кольцевое пространство между обоймами часто используется для камеры отбора пара на регенеративные подогреватели (см. патрубки 9 на рис. 6.2).

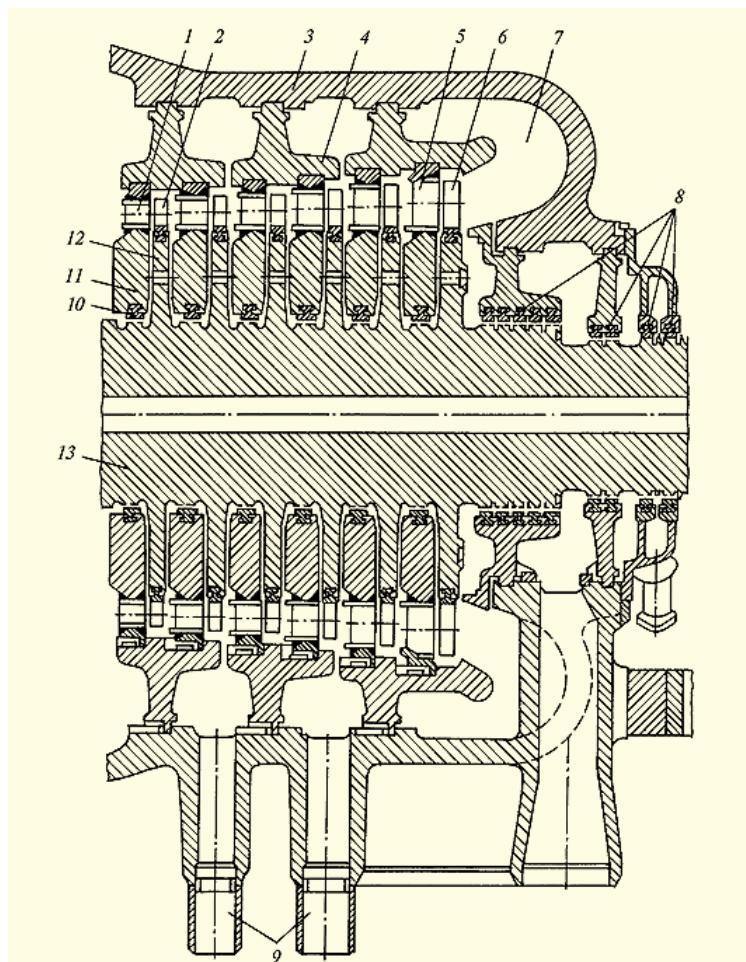


Рис. 6.2. Фрагмент проточной части турбины с выходным патрубком

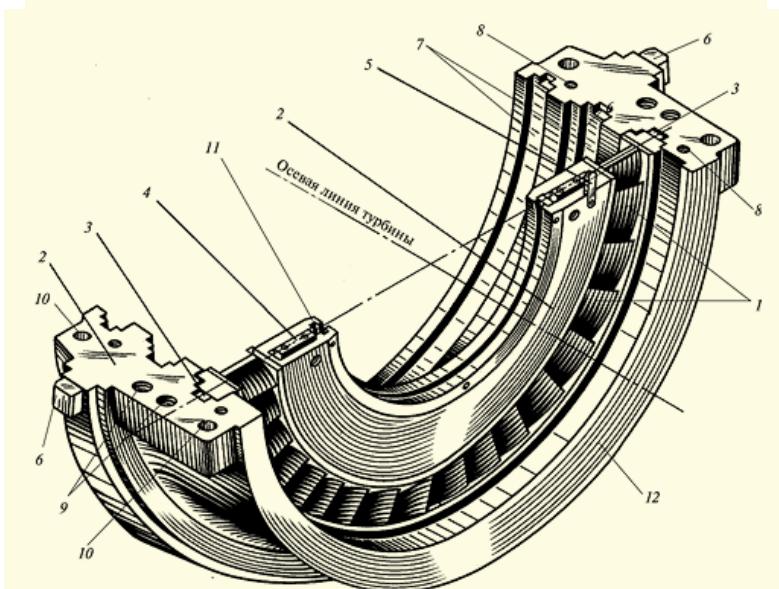


Рис. 6.3. Диафрагма, помещенная в обойму (пар протекает слева направо)

Таким образом, неподвижные в пространстве корпус 3 турбины, обоймы 4 и диафрагмы 11 (см. рис. 6.2) обеспечивают неподвижность сопловых каналов сопловой решетки. Сами каналы, благодаря особым форме сопловых лопаток и их установке в решетках, выполняются суживающими (рис. 6.4): площадь для прохода пара на выходе из сопловой решетки выполняют в несколько раз меньше, чем на входе. Далее, если иметь в виду, что объем пара за сопловой решеткой больше, чем на входе, так как

давление за ней меньше, то ясно, что скорость пара на выходе из решетки будет в несколько раз больше, чем на входе. Действительно, если на входе в сопловую решетку скорость пара 50—100 м/с, то на выходе из нее — 300—400 м/с и более.

Далее, поток пара не только приобретает большую скорость, но и изменяет свое направление: выходные части сопловых лопаток (профилей) заставляют пар развернуться и двигаться в направлении не вдоль оси турбины (скорость c_0), а поперек (говорят, что поток пара приобретает закрутку — окружное направление). Таким образом, из сопловых каналов выходит мощная закрученная кольцевая струя пара, ширина которой равна высоте сопловых лопаток. Часть потенциальной энергии пара преобразована сопловыми каналами в кинетическую энергию кольцевой струи пара, движущейся с огромной скоростью (обычно — это скорость несколько меньше скорости звука, но в некоторых ступенях — и больше ее). Заметим для сравнения, что пассажирский самолет, летящий со скоростью 720 км/с, имеет скорость 200 м/с.

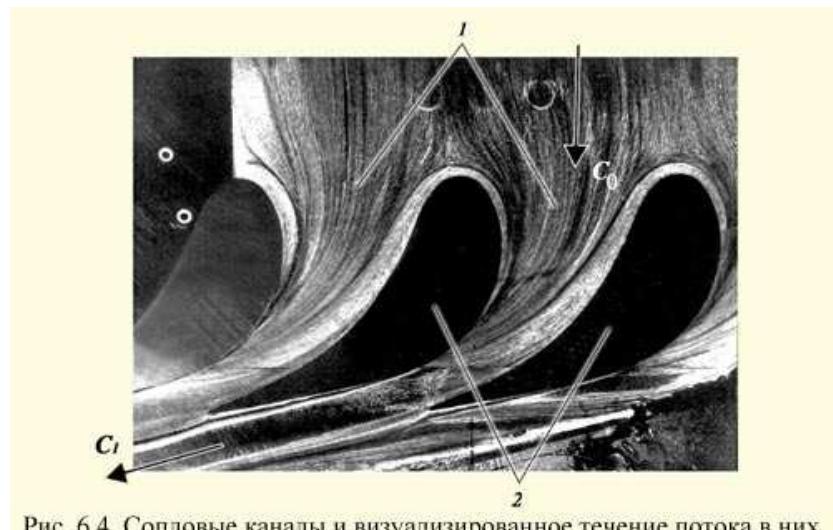


Рис. 6.4. Сопловые каналы и визуализированное течение потока в них

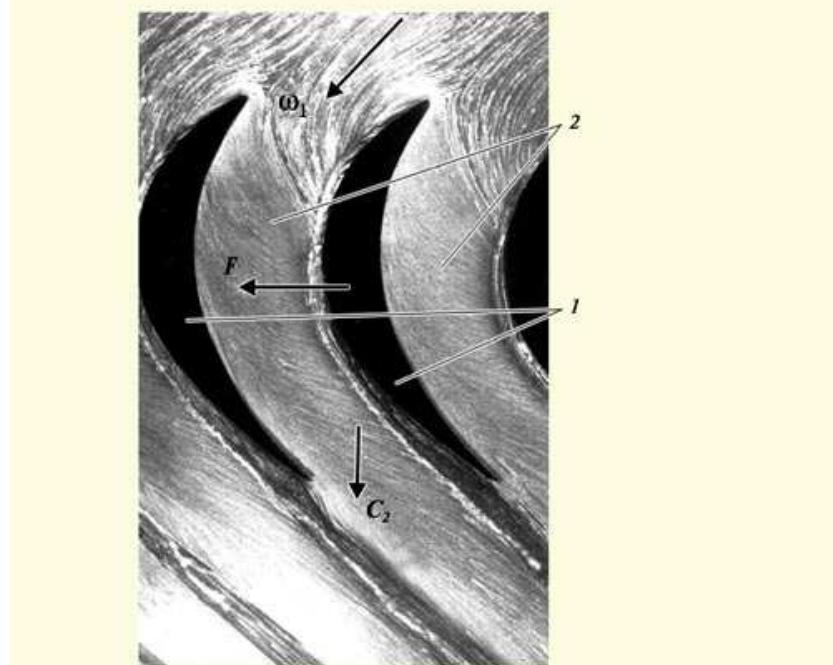


Рис. 6.5. Каналы рабочей решетки и визуализированное течение потока в них

Теперь необходимо решить следующую задачу: заставить созданную кольцевую струю пара вращать вал 13 турбины (см. рис. 6.2). С этой целью ее направляют на кольцевую решетку профилей, образованную *рабочими лопатками* 2. Для этого, прежде всего рабочей решетке дают возможность вращаться: ее закрепляют на *диске 12 ротора*, который соединен с *валом 13* и уложен во вкладыши опорных подшипников. Поэтому, если на рабочую лопатку будет действовать окружная сила, имеющая плечо относительно оси вращения, то ротор начинает вращаться. Эту силу создают с помощью специальной решетки профилей (рис. 6.5), создающей рабочие каналы в полне определенной формы (примерно постоянного сечения). Пар, протекающий через каналы рабочей решетки, изменяет свое направление, и это главная причина появления окружной силы F , действующей на каждую рабочую лопатку. Скорость пара в рабочей решетке уменьшается, так как вследствие окружной податливости рабочих лопаток поток пара как бы вязнет внутри канала. В результате из рабочей решетки пар выходит со скоростью c_2 примерно равной скорости c_0 на входе в сопловую решетку. Но поскольку давление и температура пара за ступенью меньше, чем перед ней из-за того, что в конденсаторе принудительно поддерживается низкое давление, и оно постепенно повышается к паровпускной части турбины), то часть кинетической энергии потока пара, идущего через ступень, преобразуется в механическую (вращательную) энергию ротора, которая, в конечном счете, передается ротору электрогенератора.

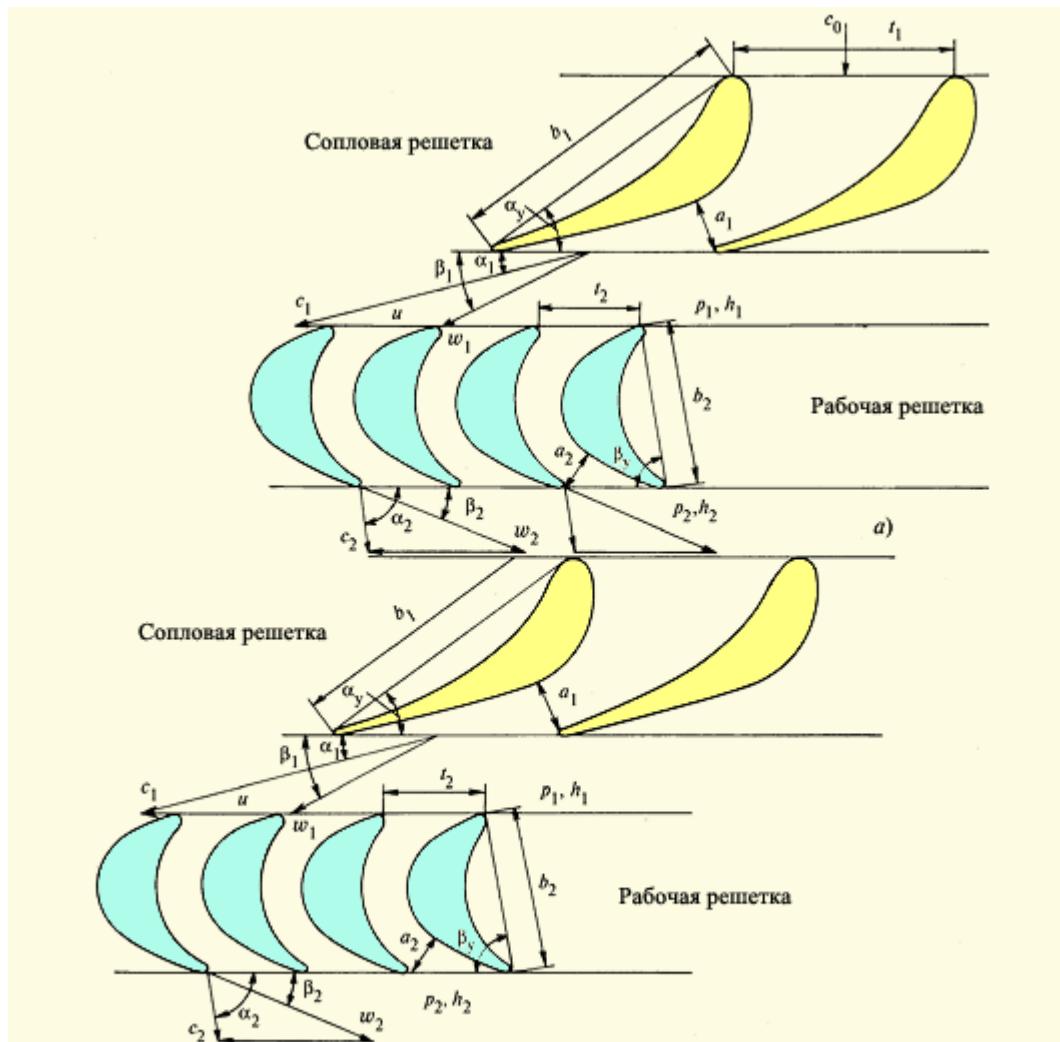


Рис. 6.6. Течение пара в последовательно расположенных решетках турбины

На рис. 6.6 показаны профили двух соседних ступеней, позволяющих увидеть, как протекает пар в проточной части и как они расположены по отношению друг к другу. Пар входит в каналы сопловой решетки первой ступени со скоростью c_0 , а выходит со скоростью c_1 под углом α_1 который составляет 10—15°, т.е. почти в окружном направлении. Однако поскольку рабочие лопатки пробегают мимо сопловой справа налево со скоростью u , то на рабочие лопатки пар будет поступать со скоростью $w_1 < c_1$ и под углом $\alpha_1 > \alpha_y$. Профиль рабочей лопатки первой ступени устанавливают под таким углом α_y , чтобы вектор скорости w_1 «встретил» ее переднюю часть безударно, и пар плавно вошел в каналы рабочей решетки. Поскольку, как указывалось выше, их сечение примерно постоянно, то угол выхода $\alpha_2 = \alpha_1$, а скорость выхода пара в относительном движении $w_2 = w_1$. Но так как, рабочие лопатки имеют скорость u , то скорость выхода пара относительно корпуса будет равна $c_2 = c_0$. Далее процесс повторяется в проточной части второй ступени и так до тех пор, пока пар не попадет в конденсатор.

3. Конструкция основных узлов и деталей паровых турбин.

На рис. 6.7 показана турбина со снятой крышкой. Хорошо видна нижняя половина средней опоры и два корпуса турбины (нижняя половина), подвешенные к опоре. На рис. 6.7 изображена процедура центровки соседних роторов по полумуфтам, необходимая для исключения вибрации. Рядом с полумуфтой видны шейки валов 5 и 7 под опорные вкладыши опор, нижние половины которых размещены в опоре.



Рис. 6.7. Нижняя половина статора турбины с уложенным в подшипниках ротором

Последняя ступень имеет самые длинные рабочие лопатки 2, прошитые связующей проволокой, повышающей их вибрационную надежность.

На концевой части ротора хорошо видны кольцевые выступы 8 на валу, служащие для организации концевого уплотнения. Само уплотнение представлено на рис. 6.8.

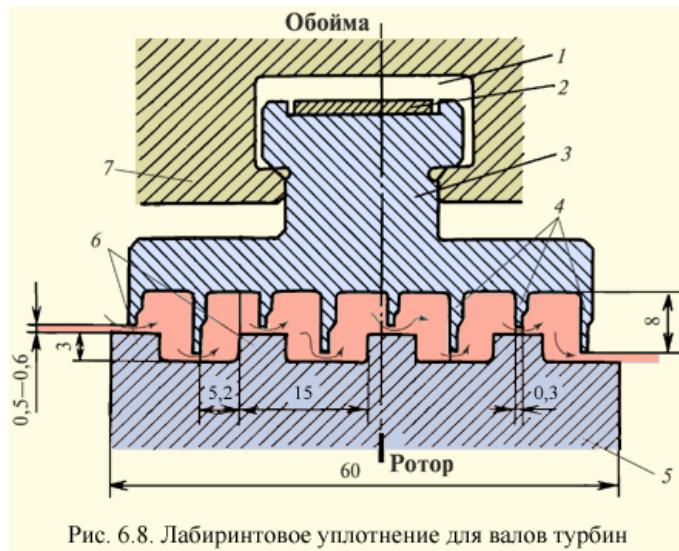


Рис. 6.8. Лабиринтовое уплотнение для валов турбин

В обойме 7, имеющей такую же конструкцию, как и обойма диафрагм (см. рис. 6.2 и 6.3) выполнена кольцевая расточка 1, в которую вставляются сегменты уплотнений 3 (по три сегмента в каждую половину обоймы). Сегменты имеют тонкие (до 0,3 мм) кольцевые гребни, устанавливаемые по отношению к валу с очень малым зазором (0,5—0,6 мм). Совокупность кольцевых щелей между гребнями 4 и кольцевыми выступами 6 и кольцевых камер между ними называется *лабиринтовым уплотнением*. Высокое гидравлическое сопротивление, которым оно обладает, обеспечивает малую утечку пара помимо проточной части турбины.

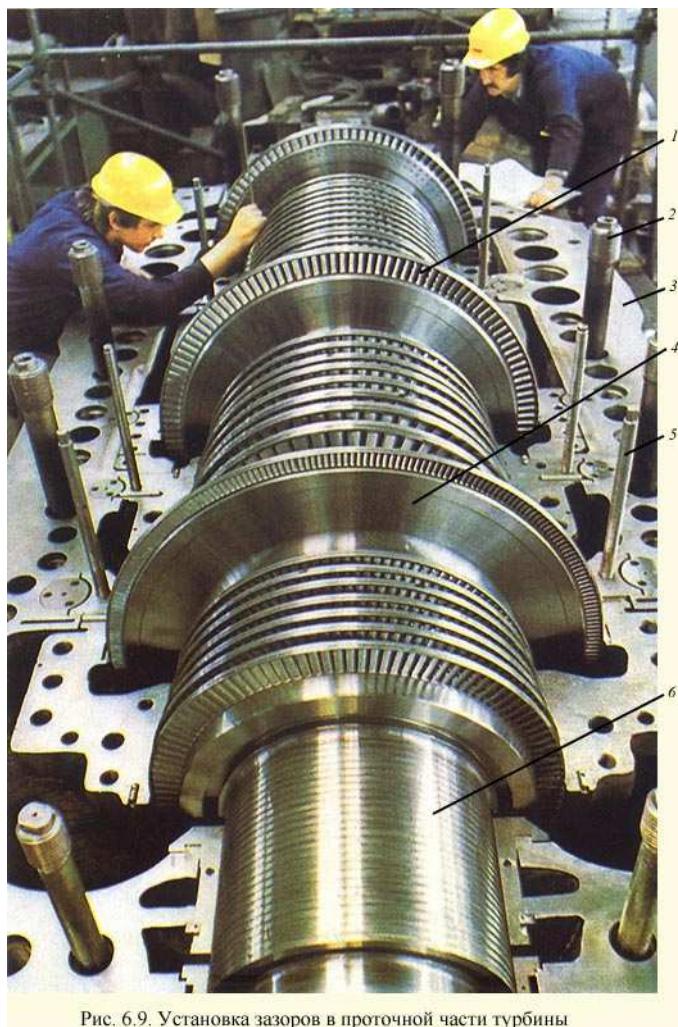


Рис. 6.9. Установка зазоров в проточной части турбины

На рис. 6.9 хорошо видны горизонтальный разъем цилиндра, направляющие колонки 5, по которым будет опускаться верхняя половина корпуса и несколько ввинченных шпилек 2 для скрепления горизонтального фланцевого разъема.

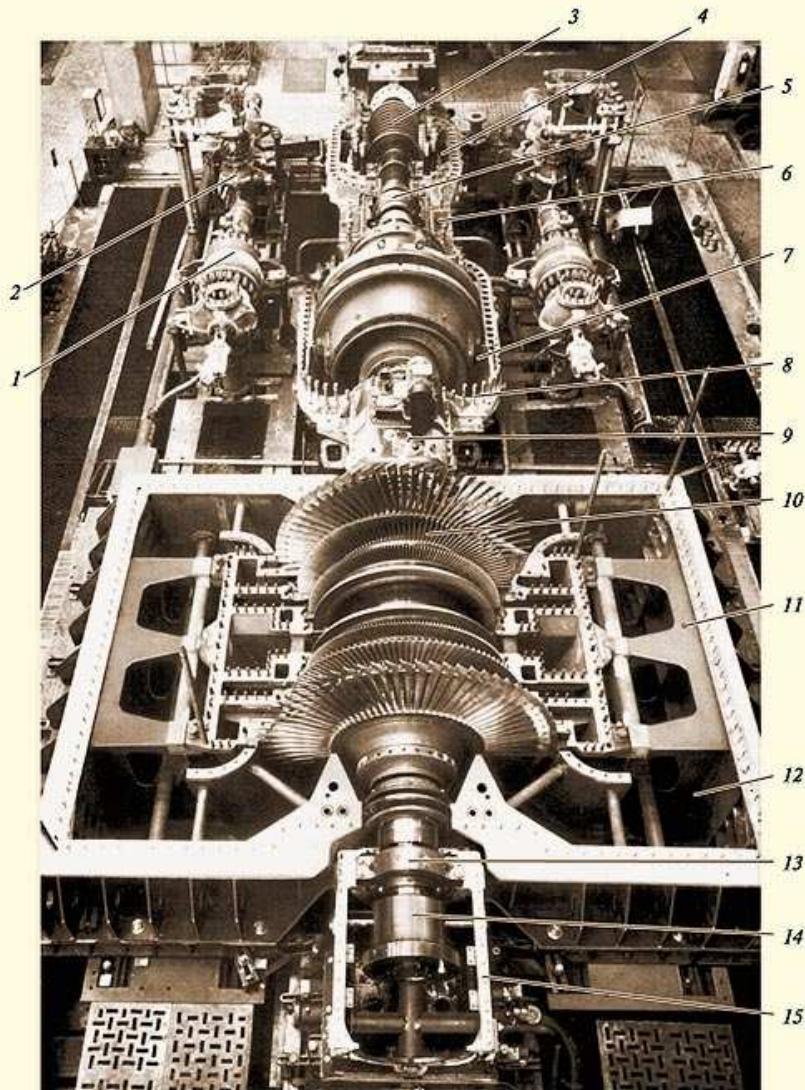


Рис. 6.10. Мощная трехцилиндровая турбина на заводском сборочном стенде

На рис. 6.10 показана мощная паровая турбина в процессе заводской сборки. Она состоит из ЦНД (на переднем плане), ЦСД и ЦВД. Хорошо видно, как изменяются длины лопаток: в первых ступенях они составляют 30 — 40 мм, а в последней — около 1 м.

Типичная *рабочая лопатка* (рис. 6.11) состоит из трех основных элементов: профильной части 1; хвостовика 2, служащего для крепления лопатки на диске; шипа 6 прямоугольной, круглой или овальной формы, выполняемого на торце профильной части лопатки за одно целое.

Лопатки изготавливаются из нержавеющей стали, содержащей 13 % хрома, методом штамповки и последующего фрезерования и набираются на диске через два специальных колодца, в которые затем устанавливаются замковые лопатки с хвостовиками специальной формы.

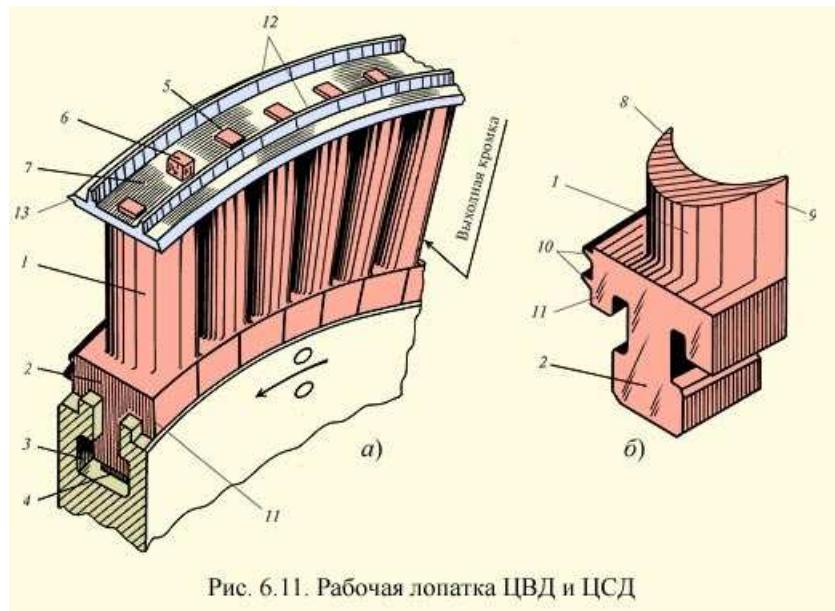


Рис. 6.11. Рабочая лопатка ЦВД и ЦСД

Отдельно прокатывают бандажную ленту 7, в которой пробивают отверстия, соответствующие форме шипов и расстоянию между ними. Лента нарезается на куски со строго рассчитанным числом объединяемых лопаток. Бандажная лента надевается на шипы, которые затем расклепываются. Ряд соседних лопаток (обычно от 5 до 14), объединенных бандажной лентой (бандажом), называется *пакетом рабочих лопаток*. Главная цель пакетирования — обеспечить вибрационную надежность рабочих лопаток (не допустить их поломки от усталости вследствие колебаний). После расклепки шипов на бандажах рабочих лопаток ротор устанавливают на токарный станок и окончательно протачивают гребни уплотнений.

На рис. 6.11 показана лишь одна из типичных конструкций, которые отличаются большим разнообразием как типов хвостовиков, так и бандажей. В современных конструкциях бандажи фрезеруют заодно с профильной частью (с шириной бандажа, равной шагу лопаток), иногда соединяют рабочие лопатки в пакете сваркой.

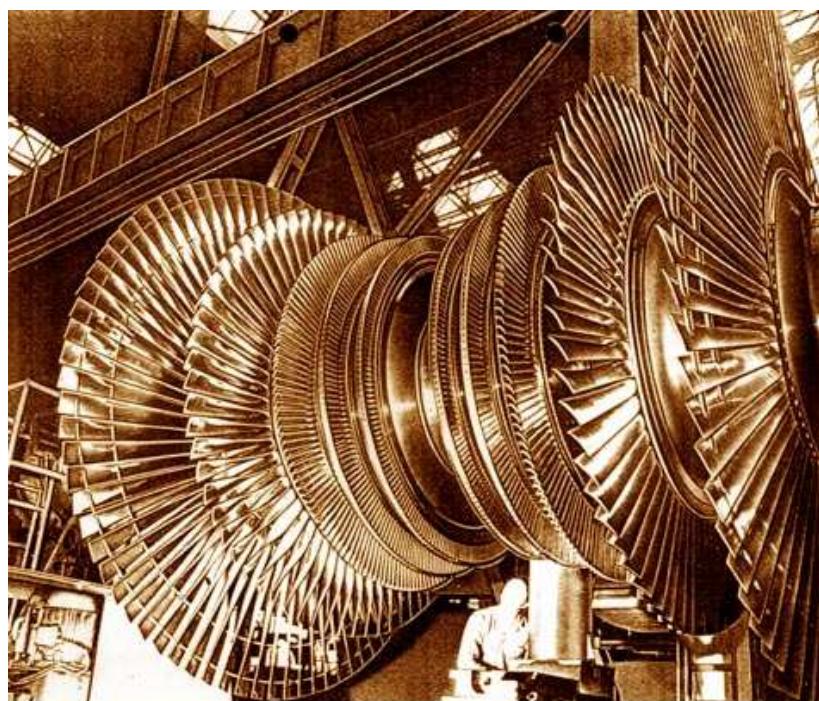


Рис. 6.12. Ротор двухпоточного ЦНД мощной турбины

На рис. 6.12 показан двухпоточный ротор ЦНД (см. рис. 6.10) в процессе обработки на токарном станке. Первые две ступени имеют ленточные бандажи, а последние ступени — две проволочные связи.

Главным элементом проточной части турбины, определяющим весь ее облик, является *рабочая лопатка* последней ступени. Чем большую длину она имеет и чем на большем диаметре она установлена (иными словами, чем больше площадь для прохода пара последней ступени), тем более экономичнее турбина. Поэтому история совершенствования турбин — это история создания последних ступеней. В начале 50-х годов ЛМЗ была разработана рабочая лопатка длиной 960 мм для последней ступени со средним диаметром 2,4 м, и на ее базе созданы турбины мощностью 300, 500 и 800 МВт. В конце 70-х была создана новая рабочая лопатка длиной 1200 мм для ступени со средним диаметром 3 м. Это позволило создать новую паровую турбину для ТЭС мощностью 1200 МВт и для АЭС мощностью 1000 МВт.

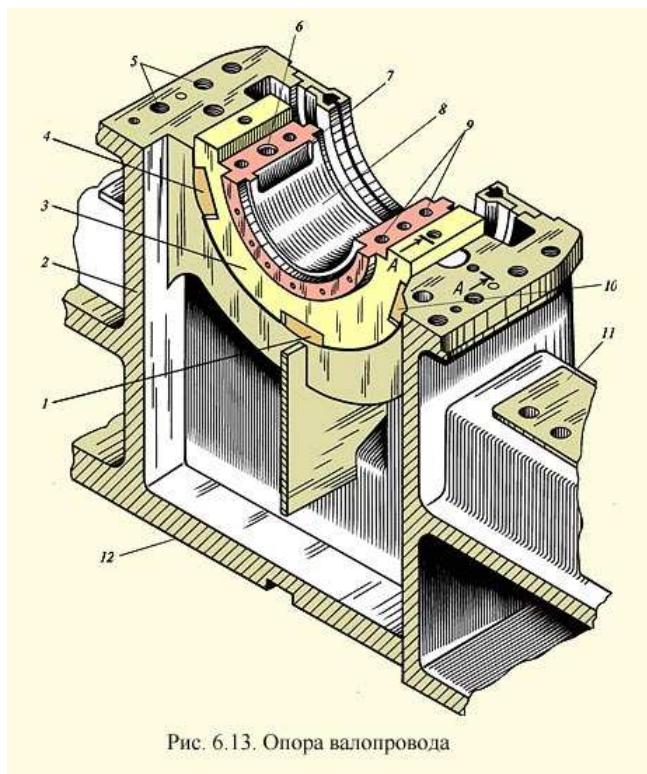


Рис. 6.13. Опора валопровода

На рис. 6.13 показана одна из опор валопровода. Основанием 12 нижняя половина корпуса 2 устанавливается на фундаментную раму (на рисунке не показана). В расточку корпуса на колодках 1, 4 и 10 помещается нижняя половина вкладыша 3. Внутренняя поверхность 8 обеих половин вкладыша выполнена цилиндрической или овальной и залита баббитом, — легкоплавким антифрикционным сплавом на основе олова, допускающего вращение ротора на очень низкой частоте вращения даже при отсутствии смазки. Прямо на поверхность вкладыша 8 и на аналогичную поверхность соседнего вкладыша при монтаже турбины укладывается ротор. Сверху его накрывают верхней половиной вкладыша и притягивают к нижней половине шпильками, ввинчиваемыми в отверстия 9. Затем устанавливается крышка корпуса подшипника.

Масло для смазки шеек валов подается насосами из масляного бака, установленного на нижней отметке конденсационного помещения. Размер масляного бака зависит от мощности турбины: чем больше мощность, тем больше цилиндров и, следовательно, роторов и их опор, требующих смазки. Кроме того, с ростом мощности растет диаметр шеек, и эти два обстоятельства требуют большого расхода масла и соответственно масляного бака большой емкости, достигающей 50—60 м³. Для смазки

подшипников используется либо специальное (турбинное) минеральное масло, либо синтетические негорючие масла. Последние намного дороже, но зато пожаробезопаснее.

От насосов по трубопроводам масло, пройдя через *маслоохладители*, поступает к емкостям, располагаемым в крышках подшипника, а из них — к отверстиям 6 и к выборке 7, раздающей масло на всю ширину шейки вала. Масло за счет гидродинамических сил «загоняется» под шейку вала, и таким образом вал «плавает» на масляной пленке, не касаясь баббитовой заливки. Масло, пройдя под шейкой вала, выходит через торцевые зазоры вкладыша и стекает на дно корпуса подшипника, откуда самотеком направляется обратно в масляный бак. Вкладыш опоры показан на рис. 6.14.

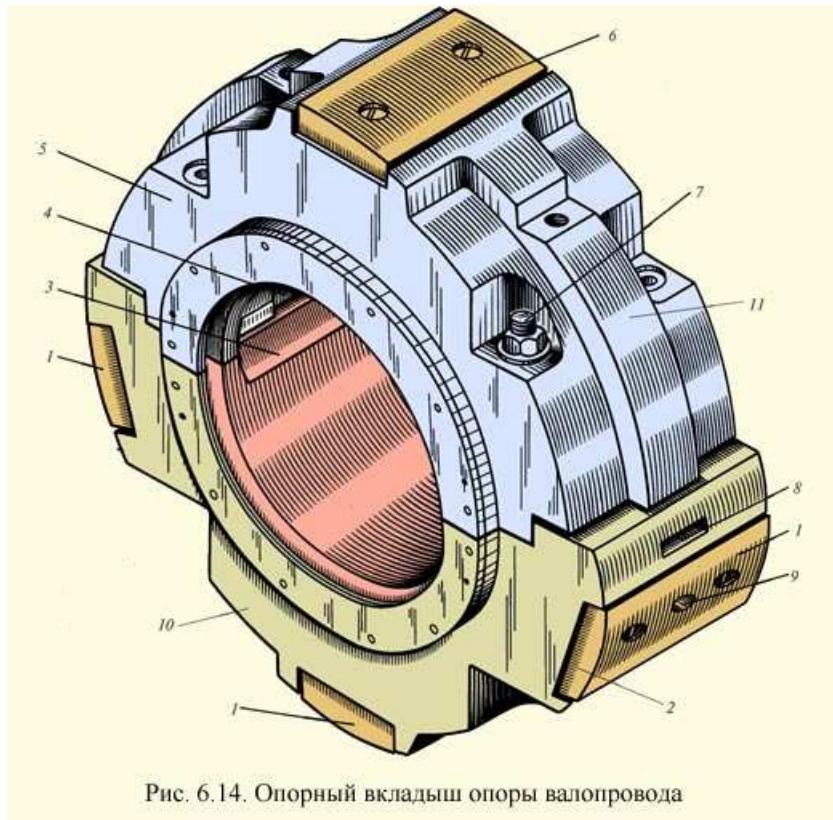


Рис. 6.14. Опорный вкладыш опоры валопровода

4. Типы паровых турбин и области их использования.

Для понимания места и роли паровых турбин рассмотрим их общую классификацию. Из большого разнообразия используемых паровых турбин, прежде всего можно выделить турбины *транспортные* и *стационарные*.

Транспортные паровые турбины чаще всего используются для привода гребных винтов крупных судов.

Стационарные паровые турбины — это турбины, сохраняющие при эксплуатации неизменным свое местоположение. В настоящей книге рассматриваются только стационарные паровые турбины.

В свою очередь стационарные паровые турбины можно классифицировать по ряду признаков.

1. По назначению различают турбины энергетические, промышленные и вспомогательные.

Энергетические турбины служат для привода электрического генератора, включенного в энергосистему, и отпуска тепла крупным потребителям, например жилым районам, городам и т.д. Их устанавливают на крупных ГРЭС, АЭС и ТЭЦ. *Энергетические турбины характеризуются, прежде всего, большой мощностью, а их режим работы — постоянной частотой вращения, определяемой постоянством частоты сети.*

Основным производителем энергетических паровых турбин в России является Ленинградский металлический завод (Санкт-Петербург). Он выпускает мощные паровые турбины для ТЭС (мощностью 1200, 800, 500, 300 и 200 МВт), ТЭЦ (мощностью 180, 80 и 50 МВт и менее), АЭС (мощностью 1000 МВт).

Другим крупным производителем энергетических паровых турбин является Турбомоторный завод (ТМЗ, г. Екатеринбург). Он выпускает только теплофикационные турбины (мощностью 250, 185, 140, 100 и 50 МВт и менее).

На ТЭС России установлено достаточно много мощных паровых турбин Харьковского турбинного завода (ХТЗ, Украина) (мощностью 150, 300 и 500 МВт). Им же произведены все паровые турбины, установленные на АЭС России мощностью 220, 500 и 1000 МВт.

Таким образом, в настоящее время в России функционирует всего два производителя мощных паровых турбин. Если говорить о зарубежных производителях турбин, то их число также является небольшим. Большинство из них являются транснациональными объединениями. В Европе главными производителями паровых турбин являются компании Siemens (Германия), Acea Brown Boveri (ABB, германско-швейцарское объединение), GEC-Alsthom (англо-французское объединение), Scoda (Чехия). В США производителями мощных энергетических турбин являются компании General Electric и Westinghouse, в Японии — Hitachi, Toshiba, Mitsubishi. Все перечисленные производители выпускают паровые турбины вплоть до мощности 1000 МВт и выше. Технический уровень некоторых из них не только не уступает нашим производителям, но и превосходит их.

Промышленные турбины также служат для производства тепловой и электрической энергии, однако их главной целью является обслуживание промышленного предприятия, например, металлургического, текстильного, химического, сахароваренного и др. Часто генераторы таких турбин работают на маломощную индивидуальную электрическую сеть, а иногда используются для привода агрегатов с переменной частотой вращения, например воздуховок доменных печей. Мощность промышленных турбин существенно меньше, чем энергетических. Основным производителем промышленных турбин в России является Калужский турбинный завод (КТЗ).

Вспомогательные турбины используются для обеспечения технологического процесса производства электроэнергии — обычно для привода питательных насосов и воздуховок котлов.

Питательные насосы энергоблоков мощностью вплоть до 200 МВт приводятся электродвигателями, а мощностью выше — с помощью паровых турбин, питаемых паром из отбора главной турбины. Например, на энергоблоках мощностью 800 и 1200 МВт установлено соответственно по два и три питательных турбонасоса мощностью 17 МВт каждый, на энергоблоках мощностью 250 (для ТЭЦ) и 300 МВт — один питательный турбонасос мощностью 12 МВт; на энергоблоках мощностью 1000 МВт для АЭС используется два питательных насоса мощностью 12 МВт.

Котлы энергоблоков мощностью 800 и 1200 МВт оборудованы соответственно двумя и тремя воздуховками, привод которых осуществляется также паровыми турбинами мощностью по 6 МВт каждая. Основным производителем вспомогательных паровых турбин в России является КТЗ.

2. По виду энергии, получаемой от паровой турбины, их делят на конденсационные и теплофикационные.

В конденсационных турбинах (типа К) пар из последней ступени отводится в конденсатор, они не имеют регулируемых отборов пара, хотя, как правило, имеют много нерегулируемых отборов пара для регенеративного подогрева питательной воды, а иногда и для внешних тепловых потребителей. Главное назначение конденсационных турбин — обеспечивать производство электроэнергии, поэтому они являются

основными агрегатами мощных ТЭС и АЭС. Мощность самых крупных конденсационных турбоагрегатов достигает 1000—1500 МВт.

Теплофикационные турбины имеют один или несколько регулируемых отборов пара, в которых поддерживается заданное давление. Они предназначены для выработки тепловой и электрической энергии, и мощность самой крупной из них составляет 250 МВт. Теплофикационная турбина может выполнять с конденсацией пара и без нее. В первом случае она может иметь отопительные отборы пара (турбины типа Т) для нагрева сетевой воды для обогрева зданий, предприятий и т.д., или производственный отбор пара (турбины типа П) для технологических нужд промышленных предприятий, или тот и другой отборы (турбины типа ПТ и ПР). Во втором случае турбина носит название турбины с противодавлением (турбины типа Р). В ней пар из последней ступени направляется не в конденсатор, а обычно производственному потребителю. Таким образом, главным назначением турбины с противодавлением является производство пара заданного давления (в пределах 0,3—3 МПа). Турбина с противодавлением может также иметь и регулируемый теплофикационный или промышленный отбор пара, и тогда она относится к типу ТР или ПР.

Теплофикационные турбины с отопительным отбором пара (типа Т) спроектированы так, чтобы при максимальной теплофикационной нагрузке ступени, расположенные за зоной отбора, мощности не вырабатывали. В последние годы ряд турбин проектируются так, что даже при максимальной нагрузке последние ступени вырабатывают мощность. Такие турбины относятся к типу ТК.

3. По используемым начальным параметрам пара паровые турбины можно разделить на турбины докритического и сверхкритического начального давления, перегретого и насыщенного пара, без промежуточного перегрева и с промежуточным перегревом пара.

Как уже известно (см. лекции 1) критическое давление для пара составляет примерно 22 МПа, поэтому все турбины, начальное давление пара перед которыми меньше этого значения, относятся к паровым турбинам *докритического* начального давления. В России стандартное докритическое давление для паровых турбин выбрано равным 130 ат (12,8 МПа), кроме того, имеется определенный процент турбин на начальное давление 90 ат (8,8 МПа). На *докритические параметры* выполняются все паровые турбины для АЭС и ТЭЦ (кроме теплофикационной турбины мощностью 250 МВт), а также турбины мощностью менее 300 МВт для ТЭС. Докритическое начальное давление зарубежных паровых турбин обычно составляет 16—17 МПа, а максимальная единичная мощность достигает 600—700 МВт.

Все мощные конденсационные энергоблоки (300, 500, 800, 1200 МВт), а также теплофикационный энергоблок мощностью 250 МВт выполняют на сверхкритические параметры пара (СКД) — 240 ат (23,5 МПа) и 540 °С. Переход от докритических параметров пара к СКД позволяет экономить 3—4 % топлива.

Все турбины ТЭС и ТЭЦ работают перегретым паром, а АЭС — насыщенным (с небольшой степенью влажности).

Все мощные конденсационные турбины на докритические и сверхкритические параметры пара выполняют с *промежуточным перегревом*. Из теплофикационных турбин только турбина ЛМЗ на докритические параметры мощностью 180 МВт и турбина ТМЗ на СКД мощностью 250 МВт имеют промежуточный перегрев. Устаревшие конденсационные турбины мощностью 100 МВт и менее и многочисленные теплофикационные паровые турбины вплоть до мощности 185 МВт строятся без промперегрева.

4. По зоне использования турбин в графике электрической нагрузки паровые турбины можно разделить на базовые и полупиковые. *Базовые турбины работают постоянно при номинальной нагрузке или близкой к ней*. Они проектируются так, чтобы и турбина, и турбоустановка имели максимально возможную экономичность. К этому типу

турбин следует, безусловно, отнести атомные и теплофикационные турбины. *Полупиковыe турбины создаются для работы с периодическими остановками на конец недели* (с ночи пятницы до утра в понедельник) и ежесуточно (на ночь). Полупиковыe турбины (и турбоустановки) с учетом их малого числа часов работы в году выполняют более простыми и соответственно более дешевыми (на сниженные параметры пара, с меньшим числом цилиндров). Электроэнергетика России в силу ряда причин всегда страдала от недостатка в энергосистеме полупиковых мощностей. Примерно 25 лет назад ЛМЗ спроектировал полупиковую конденсационную турбину мощностью 500 МВт на параметры 12,8 МПа, 510 °C/510 °C. Головной образец этой турбины предполагалось установить на Лукомльской ГРЭС (б. Белоруссия). Однако до сих пор ни одной специальной полупиковой турбины в России не работает. Вместе с тем в Японии и США работают десятки полупиковых турбин упрощенной конструкции.

5. По конструктивным особенностям паровые турбины можно классифицировать по числу цилиндров, частоте вращения и числу валопроводов.

По числу цилиндров различают турбины одно- и многоцилиндровые. Количество цилиндров определяется объемным пропуском пара в конце процесса расширения. Чем меньше плотность пара, т.е. меньше его конечное давление, и чем больше мощность турбины, т.е. больше массовый расход, тем больше объемный пропуск и соответственно требуемая площадь для прохода пара через рабочие лопатки последней ступени. Однако если рабочие лопатки делать длиннее, а радиус их вращения больше, то центробежные силы, отрывающие профильную часть лопатки, могут возрасти настолько, что лопатка оторвется. Поэтому с увеличением мощности сначала переходят на двухпоточный ЦНД, а затем увеличивают их число. Конденсационные турбины можно выполнить одноцилиндровыми вплоть до мощности 50—60 МВт, двухцилиндровыми — до 100—150 МВт, трехцилиндровыми — до 300 МВт, четырехцилиндровыми — до 500 МВт, пятицилиндровыми — вплоть до 1300 МВт.

По частоте вращения турбины делятся на быстроходные и тихоходные. Быстроходные турбины имеют частоту вращения 3000 об/мин = 50 об/с. Они приводят электрогенератор, ротор которого имеет два магнитных полюса, и поэтому частота вырабатываемого им тока равна 50 Гц. На эту частоту строят большинство паровых турбин для ТЭС, ТЭЦ и частично для АЭС в нашей стране и почти во всем мире. В Северной Америке и на части территории Японии быстроходные турбины строят на частоту вращения 3600 об/мин = 60 об/с, так как там принятая частота сети равна 60 Гц.

Ранее в лекции 5 говорилось о том, что поскольку из-за низких начальных параметров работоспособность пара в турбинах АЭС мала, а снижение капитальных затрат требует увеличения мощности, т.е. массы пропускаемого пара, то объемный расход на выходе из турбины оказывается столь значительным, что оказывается целесообразным переход на меньшую частоту вращения. Так как число магнитных полюсов в электрогенераторе должно быть целым и четным, то переход на использование четырехполюсного электрогенератора и получения той же частоты сети, что и при двухполюсном электрогенераторе, требует снижения частоты вдвое. Таким образом, *тихоходные турбины* в нашей стране имеют частоту вращения 1500 об/мин = 25 об/с.

На рис. 6.15 показана тихоходная атомная турбина фирмы АВВ мощностью 1160 МВт на частоту вращения 30 об/с. Гигантские размеры турбины хорошо видны в сравнении с фигурой человека, стоящего у средней опоры ее валопровода. Турбина не имеет ЦСД, и пар из ЦВД направляется в два горизонтальных сепаратора-пароперегревателя (СПП), а из них — раздается на три двухпоточных ЦНД. По такой же схеме на частоту вращения 25 об/с построены энергоблоки мощностью 1000 МВт на Балаковской и Ростовской АЭС.

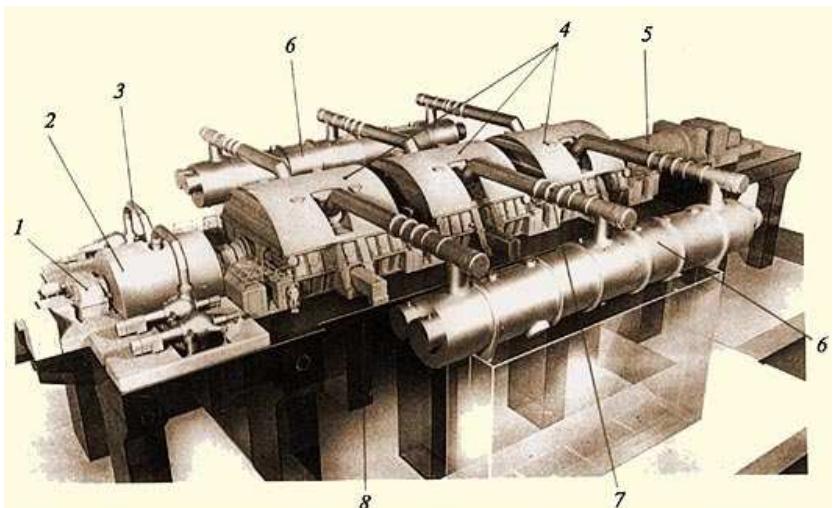


Рис. 6.15. Тихоходная турбина насыщенного пара мощностью 1160 МВт для американской АЭС

Для АЭС, построенных для теплых климатических условий, т.е. для высокой температуры охлаждающей воды и соответственно высокого давления в конденсаторе (см. рис. 1.2), можно строить и быстроходные атомные турбины (рис. 6.16). Пар к ЦВД турбины поступает из реакторного отделения по четырем паропроводам 11. Пройдя ЦВД, пар поступает к СПП 10 вертикального типа, а после них с помощью ресивера 3 раздается на три одинаковых двухпоточных ЦНД 4. Под каждым ЦНД установлен свой конденсатор, также хорошо видный на макете.

По числу валопроводов различают турбины *одновальные* (имеющие один валопровод — соединенные муфтами роторы отдельных цилиндров и генератора) и *двуихвальные* (имеющие два валопровода каждый со своим генератором и связанные только потоком пара). На российских тепловых электростанциях используют только одновальные турбины (в начале 70-х годов на Славянской ГРЭС на Украине построена единственная двухвальная турбина мощностью 800 МВт, да и то потому, что в то время не было электрогенератора мощностью 800 МВт).

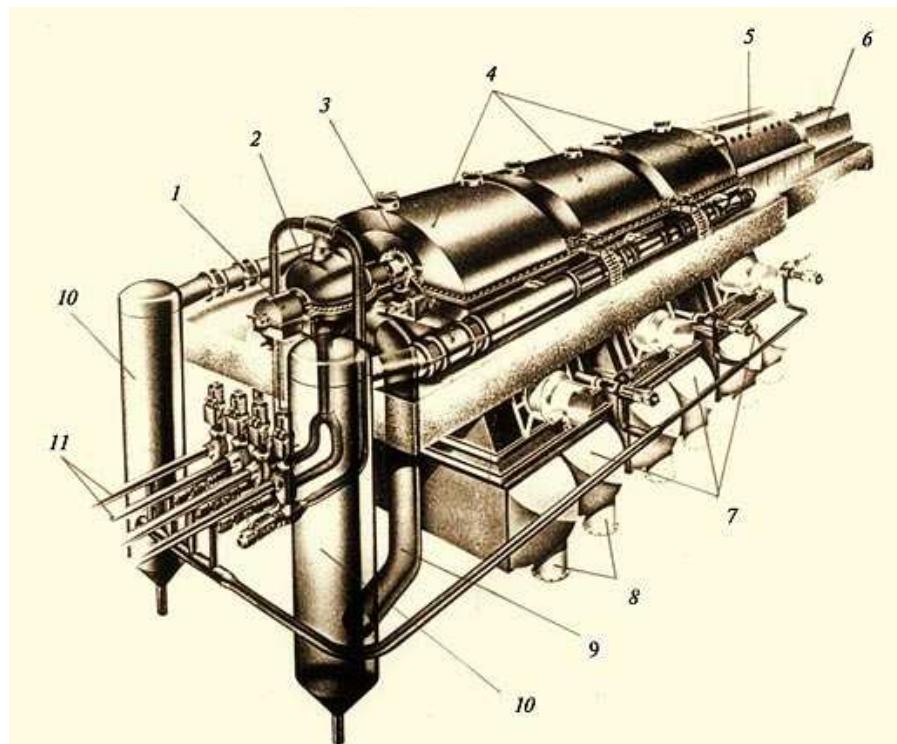


Рис. 6.16. Быстроходная атомная турбина мощностью 1093 МВт для испанской АЭС («Трилло»), построенная фирмой Siemens

Для обозначения типов турбин ГОСТ предусматривает специальную маркировку, состоящую из буквенной и числовой частей. Буквенная часть указывает тип турбины, следующее за ней число — номинальную мощность турбины в мегаваттах. Если необходимо указать и максимальную мощность турбины, то ее значение приводят через косую черту. Следующее число указывает номинальное давление пара перед турбиной в МПа: для теплофикационных турбин далее через косую черту указывают давление в отборах или противодавление в МПа. Наконец, последняя цифра, если она имеется, указывает номер модификации турбины, принятый на заводе-изготовителе.

Приведем несколько примеров обозначений турбин.

Турбина К-210-12,8-3 — типа К, номинальной мощностью 210 МВт с начальным абсолютным давлением пара 12,8 МПа (130 кгс/см^2), третьей модификации.

Турбина П-6-3,4/0,5 — типа П, номинальной мощностью 6 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 3,4 МПа и абсолютным давлением отбиаемого пара 0,5 МПа.

Турбина Т-110/120-12,8 — типа Т, номинальной мощностью 110 МВт и максимальной мощностью 120 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 12,8 МПа.

Турбина ПТ-25/30-8,8/1 — типа ПТ, номинальной мощностью 25 МВт и максимальной мощностью 30 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 8,8 МПа (90 ат) и абсолютным давлением отбиаемого пара 1 МПа.

Турбина Р-100/105-12,8/1,45 — типа Р, номинальной мощностью 100 МВт максимальной мощностью 105 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 12,8 МПа и абсолютным противодавлением 1,45 МПа.

Турбина ПР-12/15-8,8/1,45/0,7 — типа ПР, номинальной мощностью 12 МВт и максимальной мощностью 15 МВт, с начальным абсолютным давлением 8,8 МПа, давлением в отборе 1,45 МПа и противодавлением 0,7 МПа.

5. Основные технические требования к паровым турбинам и их характеристики

Для того чтобы увидеть, насколько совершенной машиной является паровая турбина, достаточно рассмотреть технические требования, предъявляемые к ней. Они сформулированы в государственных стандартах (ГОСТ). Здесь мы остановимся только на наиболее важных из них.

Прежде всего, к турбине предъявляется ряд требований, которые можно охватить одним термином — *надежность*. Надежность технического объекта — это его свойство выполнять заданные функции в заданном объеме при определенных условиях функционирования. Применительно к паровой турбине надежность — это бесперебойная выработка мощности при предусмотренных затратах топлива и установленной системе эксплуатации, технического обслуживания и ремонтов, а также недопущения ситуаций, опасных для людей и окружающей среды.

Важно подчеркнуть, что понятие надежности включает в себя и понятие экономичности. Бесперебойно работающая турбина, работающая с низкой экономичностью из-за износа или с ограничением мощности из-за внутренних неполадок, не может считаться надежной. Надежность — это комплексное свойство, характеризуемое такими подсвойствами, как безотказность, долговечность, ремонтопригодность, сохраняемость, управляемость, живучесть, безопасность. Не вдаваясь в строгие определения этих подсвойств, отметим главные из них.

Безотказность — это свойство турбины непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение некоторой наработки. Средняя наработка на отказ для турбин ТЭС мощностью 500 МВт и более должна быть не менее 6250 ч, а меньшей мощности — не менее 7000 ч, а для турбин АЭС — не менее 6000 ч. Если учесть, что в календарном году 8760 ч и что какое-то время турбина не работает (например, по указанию диспетчера энергосистемы), то это означает, что отказы по вине турбины в среднем должны происходить не чаще 1 раза в год.

Полный установленный срок службы турбины ТЭС должен быть не менее 40 лет, а турбин АЭС — не менее 30 лет. При этом оговаривается два важных обстоятельства. Первое: этот срок службы не относится к быстроизнашивающимся деталям, например, рабочим лопаткам, уплотнениям, крепежным деталям. Для таких деталей важен *средний срок службы до капитального ремонта* (межремонтный период). В соответствии с ГОСТ он должен быть не менее 6 лет (кроме того, на ТЭС и АЭС реализуется плановая система текущих и планово-предупредительных ремонтов).

Для турбин ТЭС, а точнее для их деталей, работающих при температуре выше 450 °C, кроме такого показателя долговечности, как срок службы, вводится другой показатель — *ресурс* — суммарная наработка турбины от начала эксплуатации до достижения предельного состояния. На этапе проектирования предельное состояние определяется как *назначенный ресурс*. По определению — это ресурс, при достижении которого эксплуатация турбины должна быть прекращена независимо от ее технического состояния. На самом деле при достижении назначенного ресурса турбина может сохранить значительную дополнительную работоспособность (остаточный ресурс) и, учитывая ее высокую стоимость, срок работы турбины продляют. Учитывая нелогичность применительно к турбине термина «назначенный ресурс», стали употреблять термин «расчетный ресурс». Таким образом, расчетный (назначенный) ресурс — это наработка турбины, которая гарантируется заводом-изготовителем; при ее достижении должен быть рассмотрен вопрос о ее дальнейшей эксплуатации.

ГОСТ не регламентирует расчетного ресурса (он должен быть установлен в технических условиях или техническом задании на ее проектирование в каждом конкретном случае). Долгие годы расчетный ресурс составлял 100 тыс. ч, сейчас — как правило, 200 тыс. ч. Подробнее вопрос о ресурсе рассматривается в лекции 15.

Важнейшим требованием к турбине является высокая экономичность. Коэффициент полезного действия турбины оценивается по КПД ее цилиндров.

Коэффициент полезного действия цилиндра характеризуется той долей работоспособности пара, которую удалось преобразовать в механическую энергию. Наивысшую экономичность имеет ЦСД: в хороших турбинах он составляет 90—94 %. Коэффициент полезного действия ЦВД и ЦНД существенно меньше и в среднем составляет 84—86 %. Это уменьшение обусловлено существенно более сложным характером течения пара в решетках очень малой (несколько десятков миллиметров в первых ступенях ЦВД) и очень большой (1 м и более) в последних ступенях ЦНД высотой решеток. Рассчитать это течение и подобрать под него профили лопаток затруднительно даже при современных вычислительных средствах. Кроме того, значительная часть проточной части ЦНД работает влажным паром, капли влаги имеют скорость существенно меньшую, чем пар, и оказывают на вращающиеся рабочие лопатки тормозящее действие.

Кроме приведенных технических требований ГОСТ содержит многочисленные другие требования, в частности, к *системе защиты турбины* при возникновении аварийных ситуаций, к *маневренности* (диапазон длительной работы — обычно 30—100 % номинальной мощности; продолжительности пуска и остановки, число возможных пусков и т.д.), к системе регулирования и управления турбиной, к ремонтопригодности и безопасности (пожаробезопасности, уровня вибрации, шума и т.д.), методов контроля параметров рабочих сред (пара, масла, конденсата), транспортирования и хранения.

2.7 Исследование работы паровой турбинной установки

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на следующие особенности.

Принципиальная тепловая схема ПТУ отражает связи между ее элементами и определяет совершенство технологической схемы и экономичность работы ТЭС. При составлении принципиальной тепловой схемы решаются следующие вопросы:

1. Выбирается тип котлов, и в случае применения барабанных котлов

(что возможно при докритическом давлении пара) разрабатывается схема использования теплоты непрерывной продувки. Возможно применение одно- и двухступенчатой схемы расширителей непрерывной продувки с направлением выпара соответственно в деаэраторы повышенного давления (0,588-0,686 МПа) и атмосферные. Двухступенчатая схема расширителей непрерывной продувки применяется на промышленно-отопительных ТЭЦ (с турбинами типа Р и ПТ), одноступенчатая - на КЭС и отопительных ТЭЦ. Теплота продувочной воды после расширителей используется для подогрева добавочной воды.

2. Обосновываются основные решения по схеме регенерации турбоустановки, определяется количество и тип регенеративных подогревателей, схемы включения деаэраторов и сброса дренажей (конденсата греющего пара) подогревателей и др.

В качестве первых по ходу воды подогревателей низкого давления (ПНД) рекомендуется применять смещающие подогреватели как обеспечивающие более высокую тепловую экономичность.

В установках с промежуточным перегревом пара отбор на один из подогревателей высокого давления (ПВД) выполняется из "холодной" линии промперегрева, ввиду более высокой эффективности такого решения против отбора пара из "горячей" линии промперегрева.

Деаэратор основной ступени дегазации воды чаще включается не как отдельная ступень подогрева воды, а по предвключенной схеме.

При составлении тепловой схемы обосновывается также применение в подогревателях охладителей перегретого пара и конденсата, разрабатывается схема использования пара уплотнений, предусматривается установка охладителей эжекторов в случае применения пароструйных эжекторов.

3. Выбирается схема включения питательного насоса (обычно принимается одноподъемная - за деаэратором повышенного давления) и тип привода питательного насоса (электрический или паровой). Для обеспечения надежной работы питательных насосов блоков сверхкритического давления перед ними устанавливают предвключенные (бустерные) насосы.

4. Принимается схема отбора пара на сушку топлива, подогрев мазута и воздуха (подогрев воздуха возможен также сетевой водой, конденсатом или питательной водой), а также схема включения турбопривода воздуходувок котлов под наддувом (в случае выбора парового привода их).

5. Определяется способ подготовки добавочной воды (химический и термический), схемы включения испарителей и ввода добавочной воды в тепловую схему ТЭС.

Для теплофикационных установок принимаются схемы отпуска, теплоты внешним потребителям с паром и горячей водой и использования возвращаемого с производства конденсата. Современные теплофикационные турбины обеспечивают двух- или трехступенчатый (с учетом теплофикационных пучков в конденсаторе) подогрев сетевой воды. Дегазация конденсата, возвращаемого с производства, осуществляется в атмосферных деаэраторах, для дегазации добавочной воды тепловой сети следует принимать вакуумные деаэраторы.

Типовые схемы регенерации различных турбоустановок приведены в [2,3]. Они могут быть взяты за основу при выполнении курсового проекта.

3. Порядок расчёта тепловой схемы ПТУ

В результате расчета тепловой схемы определяются величины потоков пара и воды и технико-экономические показатели ПТУ. Расчет тепловой схемы производится для характерных режимов ТЭС.

Для ТЭС такими режимами являются:

1. Режим максимальной (номинальной) нагрузки ПТУ, который определяет выбор числа и мощности котлов и вспомогательного оборудования.

2. Режим технического минимума нагрузки блоков, определяющий экономичность работы их в часы провала графика электрических нагрузок энергосистемы.

3. Режим промежуточной частичной нагрузки ПТУ.

При частичных нагрузках следует предусмотреть возможность работы блоков со скользящим начальным давлением пара.

Для отопительных ТЭЦ характерные режимы ПТУ определяются графиками тепловых нагрузок по их продолжительности:

а) зимний режим при максимальной тепловой нагрузке турбины и давлениях в отопительных отборах, определяемых графиком подогрева сетевой воды при расчетной для отопления температуре наружного воздуха t_h^p . По этому режиму выбирают мощность котлов и вспомогательного оборудования;

б) режим максимальной тепловой нагрузки турбины при температуре наружного воздуха t_h^a , соответствующей моменту включения пиковых водогрейных котлов. Этому режиму отвечает максимальная теплофикационная мощность ПТУ;

в) летний режим при максимальном расходе теплоты из отборов турбины на горячее водоснабжение;

г) конденсационный режим при отключенных отопительных отборах пара,

Для турбин типа ПТ, кроме отмеченных, для расчета могут приниматься режимы, отличающиеся величиной нагрузки производственного отбора (нулевой, номинальный или максимальный).

Различают следующие основные методы расчета тепловых схем:

1. Метод расчета в неявном виде, когда расходы пара в отборы определяются в долях от искомого расхода пара на турбину, который затем находится из уравнения мощности турбины с отборами пара.

2. Метод последовательных приближений, когда расчет ведется по предварительно принятому расходу пара на турбину с последующим его уточнением.

3. Метод расчета по заданному расходу пара в конденсатор.

4. Расчет с использованием диаграммы режимов турбины.

В зависимости от постановки задачи могут применяться все названные методы расчета тепловой схемы. Так как обычно исходной величиной является электрическая мощность ПТУ, то наиболее широко используются первые два метода. Особенности их подробно изложены в [1]. В курсовом проекте рекомендуется использовать первый метод, как дающий достаточно точное решение задачи без последовательных приближений.

Расчет тепловой схемы ПТУ по этому методу предполагает следующие этапы:

3.1. Составление баланса основных потоков пара и воды.

Величина их выражается в долях от искомого расхода пара, в качестве которого может приниматься расход пара через проточную часть турбины D_t или расход пара на турбоустановку $D_0 = D_t + D_y$, где D_y - расход пара через передние уплотнения ЦВД и уплотнения стопорного и регулирующих клапанов.

Для одноцилиндровых турбин в качестве исходного (за единицу) удобнее принимать расход пара D_t . Для многоцилиндровых турбин в качестве исходного чаще принимают расход D_0 .

Тогда расход перегретого пара из котла

$$D_{pk} = D_0 + D_{yt} = D_0 \cdot (1 + \alpha_{yt}),$$

где α_{yt} - относительная величина утечек пара, условно отнесенная к участку паропровода между котлом и турбиной и принимаемая в следующих пределах: для КЭС - до 0,01 (1%), для отопительных ТЭЦ - до 1,2%, для производственно - отопительных ТЭЦ - до 1,6%.

Расход питательной воды

$$D_{pw} = D_{pk} + D_{pr} = (1 + \alpha_{yt}) \cdot D_0 \cdot (1 + \alpha_{pr}),$$

где α_{pr} - доля непрерывной продувки барабанных котлов, принимаемая равной 0,5% для ТЭЦ с восполнением потерь конденсата дистиллятом испарителей или обессоленной водой и 1-3% - для электростанций с восполнением потерь химически очищенной водой. В случае применения прямоточных котлов $\alpha_{pr} = 0$.

Количество добавочной воды D_{db} , подаваемой в тепловую схему для подпитки котлов, определяется внутренними и внешними (на производстве) потерями конденсата, т.е.

$$D_{db} = D_{yt} + D'_{pr} + D_{pot}^{vn},$$

где $D'_{pr} = D_{pr} - D_p$ - (потеря конденсата с продувочной водой с учетом получения в расширителях непрерывной продувки пара в количестве D_p ;

$D_{\text{пот}}^{\text{вн}} = D_{\text{пр}} - D_{\text{ок}}$ - потери конденсата на производстве, определяемые как разность между расходом пара на производство $D_{\text{пр}}$ и количеством возвращаемого с производства (обратного) конденсата $D_{\text{ок}}$.

Величина $D_{\text{ок}}$ волях от $D_{\text{пр}}$ задается при расчете тепловой схемы.

3.2. Построение процесса расширения пара в турбине в h, S -диаграмме.

Для этого вначале по заданной мощности турбины оценивается давление пара в нерегулируемых регенеративных отборах по формуле Стодола-Флюгеля, в которой отношение расходов принимается равным отношению мощности на рассчитываемом и расчетном режимах. При этом давление в отборах на номинальном режиме может быть принято по данным [2,3]. Давление и расход пара в производственный отбор задается тепловым потребителем, а в отопительных отборах определяется по графику сетевой воды как

$$P_t = P_h + \Delta P,$$

где P_h - давление пара при температуре насыщения $t_h = t_c + \delta t$ (здесь t_c - заданная температура сетевой воды, δt - температурный напор в сетевом подогревателе, который можно принять равным примерно 2-5 °C или определить по характеристика сетевых подогревателей);

ΔP - потери давления в паропроводе отбора (принимаются равными 6-8%)

Для турбин с двухступенчатым подогревом сетевой воды рассчитывается реальное распределение подогрева воды по ступеням или приближенно принимается равный нагрев ее в нижнем и верхнем подогревателе.

Затем оцениваются потери давления в регулирующих клапанах острого пара (3-5%), в перепускных трубах из одного цилиндра в другой (1-2%) и в тракте промперегрева (для газового промперегрева около 10-15%). Потери давления в регулирующих клапанах производственного отбора можно оценить величиной примерно 10%, а в поворотных диафрагмах ЧНД - рассчитать по формуле Стодолы-Флюгеля, предполагая чисто дроссельное парораспределение. При этом давлении перед соплами первой ступени ЧНД P_0 найдется через предварительно принятый расход пара в ЧНД D_K по зависимости

$$P_0 = \sqrt{\left(\frac{D_K}{D_{kp}}\right)^2 \cdot \left(P_{op}^2 - P_{kp}^2\right) + P_k^2},$$

где P_k , P_{kp} - текущее и расчетное давление в конденсаторе;

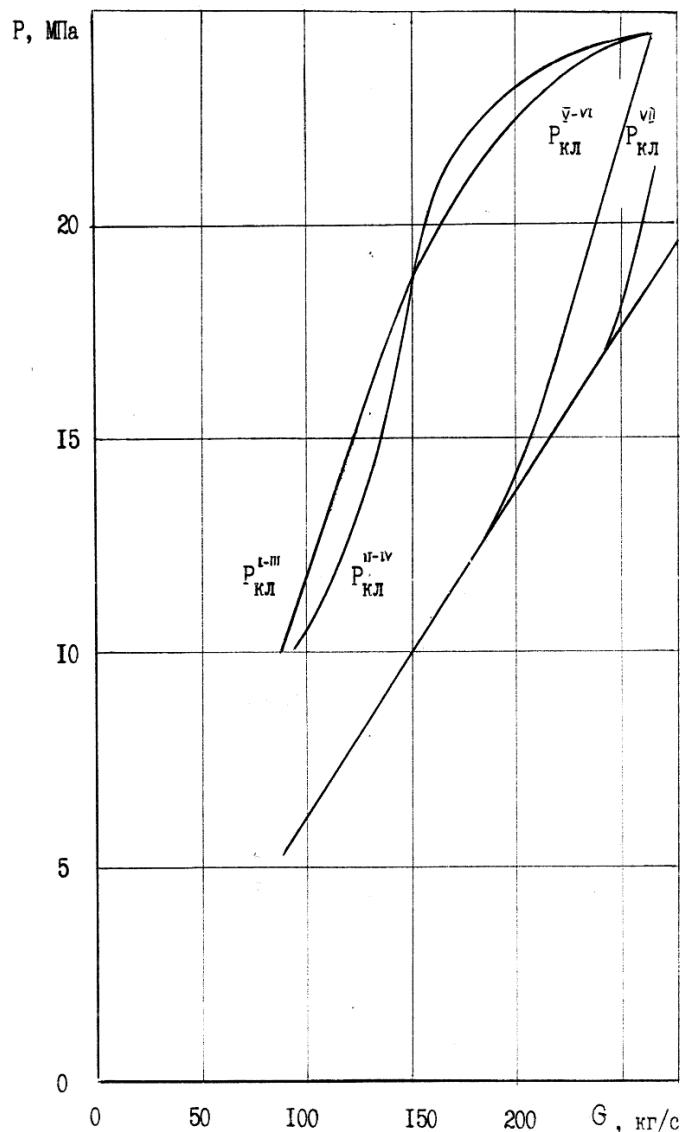
P_{op} - расчетное давление перед ЧНД, отвечающее расчетному расходу пара в конденсатор D_{kp} и давлению в нем P_{kp} .

Если предполагается работа ПТУ со скользящим начальным давлением, то необходимо определить его величину с учетом принятой программы регулирования расхода пара, т.е. числа полностью открытых регулирующих клапанов. При этом для расхода пара через турбину

$$P_0^{\text{ок}} = P_0^{\text{ном}} \cdot \frac{D_0}{D_0^{\text{макс}}}$$

где $P_0^{\text{ном}}$ - номинальная величина начального давления;

D_0^{\max} - расход пара на турбину при данном количестве открытых клапанов и давлении свежего пара $P_0^{\text{ном}}$.



3.3. Определение состояния пара и воды в системе регенерации.

Для определения D_0^{\max} можно воспользоваться диаграммой парораспределения турбины.

Расход пара D_0 в первом приближении может определяться через мощность турбины вне зависимости от программы регулирования нагрузки установки.

Построение процесса расширения пара в h, S -диаграмме должно производиться от найденного значения $P_0^{\text{ок}}$ (для случая работы ПТУ со скользящим начальным давлением) или от $P_0^{\text{ном}}$ с учетом реальных значений внутренних относительных КПД цилиндров. Прежде всего необходимо учесть изменение η_{oi} ЦВД и ЦНД турбины в зависимости от расхода пара или расхода пара в конденсатор по данным соответствующих испытаний или типовых (нормативных) характеристик данной

турбины или турбин подобного класса [2,3]. Внутренний относительный КПД ЦСД турбин может приниматься не зависящим от их нагрузки.

Энталпия пара в отборах и в конденсаторе находится из процесса расширения в h, S -диаграмме. Давление пара в подогревателях принимается с учетом потерь давления в паропроводах отборов, составляющих 6-10%.

Температура воды на выходе из подогревателей определяется по температуре насыщения при давлении в подогревателе с учетом температурного напора в нем, т.е. из соотношения

$$t_{b2} = t_n^{\text{под}} - \delta t$$

Температурный напор в подогревателе δt подлежит оптимизации. Приближенно величина δt для ПНД может приниматься равной 2-3°C, для ПВД - 3-5°C.

Для подогревателей с охладителями перегретого пара температура воды на выходе t_{b2} в дальнейшем уточняется с учетом нагрева ее в охладителе пара. Для удобства дальнейших расчетов следует заполнить таблицу состояния пара и воды и включить в нее значения коэффициентов недовыработки электроэнергии паром из всех отборов $Y_{\text{отб}}$. Для отборов после промперегрева, а также для ПТУ без промперегрева ($\Delta h_{\text{пп}} = 0$)

$$Y_{\text{отб}} = \frac{h_{\text{отб}} - h_k}{h_0 - h_k + \Delta h_{\text{пп}}},$$

для отборов до промперегрева

$$Y_{\text{отб}} = \frac{h_{\text{отб}} - h_k + \Delta h_{\text{пп}}}{h_0 - h_k + \Delta h_{\text{пп}}}$$

где h_0, h_k - энталпия свежего и отработавшего пара;

$h_{\text{отб}}$ - энталпия пара в отборе;

$\Delta h_{\text{пп}}$ - повышение энталпии пара в промежуточном пароперегревателе.

3.4. Составление тепловых балансов и определение расхода пара на теплообменники регенеративной системы.

Вначале следует рассчитать внешние для системы регенерации теплообменники и аппараты (подогреватели сетевой воды, паропреобразователи, испарители, деаэраторы подпитки тепловой сети, добавочной воды, расширители продувки).

При расчёте сетевых подогревателей, определяются расходы пара из регулируемых отопительных отборов на верхний и нижний сетевые теплообменники.

Для рассчитываемого режима и заданных отопительной нагрузке и расходе сетевой воды определяются температура воды на выходе из сетевой подогревательной установки:

$$Q_t = G_{\text{св}} \cdot C_p \cdot (t_{c2} - t_{oc}),$$

где Q_t - отопительная нагрузка, $\frac{\text{ГДж}}{\text{КГ}}$

$G_{\text{св}}$ - расход сетевой воды, $\frac{\text{КГ}}{\text{с}}$

t_{c2} и t_{oc} - температура воды в прямой и обратной сети °C.

$$C_p - \text{теплоёмкость воды, } \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Температуру насыщения в подогревателях t_h определяют по заданному недогреву $\delta t = 5^\circ\text{C}$ ($t_h = t_{c_2} + \delta t$).

Тогда давление пара P_h в относительном отборе определяется по t_h ($P_{c_2} = P_h + \Delta P$),

где ΔP - потеря давления в паропроводе, принимается равной 6-7%.

По t_h и P_h определяются энталпии пара h'' и дренажа пара $h^{\text{др}}$ подогревателей сетевой воды (в одном сетевом подогревателе) температура воды в прямой сети - t_{c_1} , а давление в отопительном отборе - P_{c_1} .

Расход пара на сетевые подогреватели $D_{\text{сп}}$ определяется из уравнения теплового баланса

$$D_{\text{сп}} \cdot q = G_{\text{сп}} \cdot \tau \cdot \left(\frac{1}{\eta_p} \right),$$

$$q = h'' - h^{\text{др}} - \text{теплота, отдаваемая паром в подогревателе, } \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\tau = h_{\text{вых}}^{\text{в}} - h_{\text{вх}}^{\text{в}} - \text{повышение теплосодержания воды в подогревателе, } \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

η_p - коэффициент, учитывающий потери при теплообмене в подогревателе, η_p принимается равным 0,98.

При расчёте расширителя непрерывной продувки котла определяют вход пара продувочной воды из расширителя по уравнениям теплового и материального балансов:

$$D_{\text{пр}} \cdot h_{\text{пр}} = D'_{\text{п}} \cdot h''_{\text{п}} + D'_{\text{пр}} \cdot h'_{\text{пр}} \text{ и } D_{\text{пр}} = D'_{\text{п}} + D'_{\text{пр}},$$

где $h_{\text{пр}}$, $h'_{\text{пр}}$ и $h''_{\text{п}}$ - соответственно энталпии продувочной воды котла, продувочной воды и выпара расширителя продувки.

Значение этих величин определяются давлением в барабане котла и в расширителе продувки. Давление в расширителе продувки выбирается в зависимости от места в тепловой схеме, куда направляется выпар из расширителя. Чаще всего таким местом является деаэратор повышенного давления (основного конденсата и питательной воды).

Расчёт выхода пара и продувочной воды из расширителя следует иллюстрировать схемой.

Затем выполняется расчет регенеративных подогревателей с учетом сброса в них конденсата и пара из внешних теплообменников. Расчет регенеративных подогревателей производится, начиная с ПВД (сверху вниз, считая по ходу пара в турбине).

Расчет поверхностных подогревателей производится по уравнениям теплового баланса

$$G_{\text{в}} \cdot C_{\text{pb}} \cdot (t_{b_2} - t_{b_1}) \cdot \eta_{\text{под}} = \sum_{i=1}^n D_{\text{bx}_i} \cdot (h_{\text{bx}_i} - h_{\text{др}_i}),$$

где G_b , C_{pb} - расход воды через подогреватель и её теплоёмкость;
 t_{B_1} , t_{B_2} - температура воды на входе и выходе из подогревателя;
 D_{vx_i} , h_{vx_i} - расход и энталпия i -ых греющих потоков, направляемых в подогреватель;
 h_{dp_i} - энталпия дренажа при сбросе из подогревателя.

$\eta_{под} \approx 0.98$ - коэффициент, учитывающий потери тепла в теплообменнике.

Для подогревателей без охладителей дренажа энталпия h_{dp_i} равна энталпии насыщения воды при давлении в подогревателе. Охладитель дренажа рассчитывается совместно с основной поверхностью, при этом

$$h_{dp} = C_p \cdot (t_{B_1} - \delta t_{од}),$$

где $\delta t_{од}$ - температурный напор в охладителе дренажа, принимается около 10°C .

При расчёте подогревателей с охладителем перегретого пара (ПВД) вначале определяется расход пара из теплового баланса подогревателя при принятом значении t_{B_2} (при этом можно положить $\delta t=0$), затем находится нагрев воды в охладителе перегретого пара $\Delta t_{B}^{оп}$, и уточняются значения

$$t_{B_2}^{ут} = t_{H}^{под} - \delta t + \Delta t_{B}^{оп} = t_{B_2} + t_{B}^{оп},$$

а затем рассчитывается значение уточненного расхода пара на подогреватель при уточненной величине $t_{B_2}^{ут}$ (порядок расчёта ПВД показан в Приложении 1).

Расчет смещающих теплообменных аппаратов (расширителей, смещающих ПНД и деаэраторов) осуществляется на основе совместного решения уравнений материального

$$\sum_{i=1}^n G_{vx_i} = \sum_{j=1}^m G_{вых_j}$$

и теплового балансов

$$\sum_{i=1}^n G_{vx_i} \cdot h_{vx_i} \cdot \eta_{под} = \sum_{j=1}^m G_{вых_j} \cdot h_{вых_j}$$

где с индексами "вх" и "вых" обозначены входящие в аппарат и выходящие из него потоки;

$\eta_{под}$ - КПД, учитывающий потери теплоты в теплообменнике

$\eta_{под} \approx 0.98$

При расчёте группы подогревателей низкого давления (ПНД) уравнения теплового баланса составляются для всех теплообменников, составляющих систему регенерации низкого давления, включая подогреватели пара уплотнений, охладители эжекторов, смесители потоков конденсата и др. (см. Приложение 2)

Если отсутствуют детальные данные по схеме и величине перетечек пара в уплотнениях турбины, то приближенно можно принять, что примерно половина теплоты пара из уплотнений утилизируется в регенеративных подогревателях

($\alpha_{\text{упл}}^{\text{под}} \approx 0.0075$) и деаэраторе, другая половина - в охладителе пара уплотнения и сальниковом подогревателе ($\alpha_{\text{упл}}^{\text{оу}} \approx 0.0075$), где $\alpha_{\text{упл}} = \alpha_{\text{упл}}^{\text{под}} + \alpha_{\text{упл}}^{\text{оу}} \approx 0.015$.

При расчёте нагрева воды в охладителях эжекторов расход рабочего пара (обычно из деаэраторов) на эжекторы можно принять в размере около 0,3-0,5% от D_0 .

3.5. Определение расхода пара на турбину.

Расход пара на турбоустановку можно определить из уравнения мощности

$$D_0 = \frac{N_e}{h_0 - h_k + \Delta h_{\text{пп}}} \cdot \eta_m \cdot \eta_r + \sum_{i=1}^n (D_{\text{отб}_i} \cdot Y_{\text{отб}_i}) \cdot (1 + \alpha_{\text{упл}}^{\text{пр}})$$

где N_e - электрическая мощность на клеммах генератора;

$\eta_m \cdot \eta_r$ электромеханический КПД турбогенератора;

$D_{\text{отб}_i}$, $Y_{\text{отб}_i}$ - расход пара в i -ый отбор турбины и коэффициент недовыработки для этого отбора;

$\alpha_{\text{упл}}^{\text{пр}}$ - приведенная относительная величина утечек пара через концевые уплотнения турбины

В первом приближении можно принимать $\alpha_{\text{упл}}^{\text{пр}} \approx 0.015$ (около 1.5% от D_0).

В уравнение (3.1) $D_{\text{отб}_i}$ подставляют в относительных величинах, как $D_{\text{отб}_i} = \alpha_{\text{отб}_i} \cdot D_0$, или в численном виде, если известно абсолютное значение этого отбора, например» на производство, на сетевые подогреватели и т.д.

Решая (3.1), получим значение D_0 , а затем - величины расходов пара в отборы $D_{\text{отб}_i}$ и расход пара в конденсатор

$$D_k = D_0 - \sum_{i=1}^n D_{\text{отб}_i}$$

Для проверки правильности расчетов проверяется равенство заданной мощности турбины и суммы мощностей, развиваемых на отдельных потоках пара

$$N = (h_0 - h_k + \Delta h_{\text{пп}}) \cdot \left[D_k + \sum_{i=1}^n D_{\text{отб}_i} \cdot (1 - Y_{\text{отб}_i}) \right] \cdot \eta_m \cdot \eta_r, \text{ МВт}$$

Условие (3.3) должно соблюдаться с погрешностью не более 1%.

В результате расчета тепловой схемы ПТУ определяются ее технико-экономические показатели: суммарный и удельный расходы теплоты, электрический КПД установки.

4. Определение показателей экономичности работы

4.1. Конденсационная паротурбинная установка

В общем случае часовой расход теплоты турбоагрегатов находится из уравнения

$$Q_0 = D_0 \cdot (h_0 - h_{\text{пп}}) + D_{\text{пп}} \cdot (h_{\text{пп}_2} - h_{\text{пп}_1}) + D_p \cdot (h_p - h_{\text{пп}}) \cdot D_{\text{дв}}^{\text{вн}} \cdot (h_{\text{пп}} - h_{\text{дв}})$$

где D_0 , $D_{\text{пп}}$, D_p и $D_{\text{дв}}^{\text{вн}}$ - соответственно расход пара на турбоустановку, количество пара, поступающего на промперегрев и полученного в расширителье

продувки, а также количество добавочной воды, восполняющей внутристанционные потери пара и конденсата;

h_p , $h_{\text{пп}}$ и $h_{\text{дв}}$ - энталпия пара в расширителе продувки, питательной и добавочной воды;

h_0 , $h_{\text{пп}_1}$ и $h_{\text{пп}_2}$ - энталпия свежего пара перед турбиной, а также на выходе и входе в турбину в тракте промперегрева.

Расход теплоты на производство электрической энергии

$$Q_3 = Q_0 - Q_{\text{пп}} - Q_{\text{от}}$$

$Q_{\text{П}}$ - теплота, отпущеная от турбоустановки в виде пара внешним потребителям (на нагрев воздуха, сушку топлива, мазутное хозяйство и др.)

$$Q_{\text{пп}} = \sum_{i=1}^k D_{\text{пп}} \cdot h_{\text{пп}} - \sum_{j=1}^m D_{\text{ок}} \cdot h_{\text{ок}}$$

где $\sum_{i=1}^k D_{\text{пп}} \cdot h_{\text{пп}}$ - сумма произведений расходов пара различным внешним

потребителям на энталпию пара отбора;

$$\sum_{j=1}^m D_{\text{ок}} \cdot h_{\text{ок}} - \text{сумма произведений расхода конденсата, возвращаемого от}$$

потребителей пара, на его энталпию;

$Q_{\text{от}}$ - теплота, отпущеная на отопление и горячее водоснабжение от отборов турбины

$$Q_{\text{от}} = D_{\text{св}} \cdot C_{\text{пп}} \cdot (t_2 - t_{\text{ос}})$$

где $D_{\text{св}}$ - расход сетевой воды;

t_2 , $t_{\text{ос}}$ - температура сетевой воды за и перед сетевой установкой;

$C_{\text{пп}}$ - теплоемкость (изобарная) сетевой воды.

Удельный расход теплоты турбинной установкой на производство электроэнергии с учетом работы турбопривода питательного насоса (без учета расхода электроэнергии на собственные нужды)

$$q_{\text{ты}}^{\text{бр}} = \frac{Q_3 \cdot 10^6}{N_3 \cdot N_{\text{пп}}}$$

где N_3 , $N_{\text{пп}}$ - мощность турбоустановки и турбопривода. Мощность турбопривода может быть рассчитана как

$$N_{\text{пп}} = \frac{D_{\text{пп}} \cdot V_{\text{ср}} \cdot (P_h - P_{\text{вс}}) \cdot 10^3}{\eta_h}$$

Удельный расход теплоты турбинной установкой без учета работы турбопривода питательного насоса

$$q_{\text{ты}}^h = Q_3 \cdot 10^6 / N_3;$$

КПД брутто турбинной установки

$$\eta_{\text{ты}}^{\text{бр}} = 3600 / q_{\text{ты}}^{\text{бр}};$$

КПД нетто турбинной установки

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{н}} = 3600 / q_{\text{ту}}^{\text{н}}$$

Тепловая нагрузка котлоагрегатов

$$Q_{\text{ка}} = D_{\text{ка}} \cdot (h_{\text{пe}} - h_{\text{пв}}) + D_{\text{пп}} \cdot (h_{\text{пп}_2} - h_{\text{пп}_1}) + D_{\text{пр}} \cdot (h_{\text{пр}} - h_{\text{пв}}), \quad (4.5)$$

где $D_{\text{ка}}$ - производительность котлоагрегата;

$D_{\text{пр}}$ - количество продувочной воды барабанного котла;

$h_{\text{пe}}$, $h_{\text{пп}_2}$, $h_{\text{пп}_1}$ - энталпия свежего пара после котла, пара промежуточного

перегрева после котла и перед ним

$h_{\text{пв}}$ - энталпия продувочной воды.

Для определения $h_{\text{пп}_1}$ и $h_{\text{пп}_2}$ оцениваются потери давления и снижение температуры (потеря теплоты) в паропроводах от котла до турбины.

Величина потерь теплоты при транспорте оценивается КПД теплового потока (КПД трубопроводов)

$$\eta_{\text{тп}} = Q_0 / Q_{\text{ка}}$$

Часовой расход теплоты на КЭС (энергоблоком)

$$Q_{\text{кэс}} = Q_{\text{ка}} / \eta_{\text{ка}},$$

где $\eta_{\text{ка}}$ - КПД брутто котлоагрегата.

Удельный расход теплоты на производство электроэнергии

$$q_{\text{кэс}}^{\text{бр}} = Q_{\text{кэс}} / N_{\text{э}}$$

КПД брутто КЭС по производству электрической энергии

$$\eta_{\text{кэс}}^{\text{бр}} = 3600 / q_{\text{кэс}}^{\text{бр}}$$

КПД нетто КЭС (энергоблока)

$$\eta_{\text{кэс}}^{\text{н}} = \eta_{\text{кэс}}^{\text{бр}} \cdot \eta_{\text{сн}},$$

где $\eta_{\text{сн}}$ - коэффициент, учитывающий расход электроэнергии на собственные нужды станции (энергоблока) /5/

$$\eta_{\text{сн}} = (\mathcal{E}_{\text{выр}} - \mathcal{E}_{\text{сн}}) / \mathcal{E}_{\text{выр}} = 1 - \beta_{\text{сн}};$$

$\mathcal{E}_{\text{выр}}$, $\mathcal{E}_{\text{сн}}$ - количество электрической энергии, выработанной и потребленной энергоблоком на собственные нужды.

$\beta_{\text{сн}}$ - доля энергии, потребленной на собственные нужды, от выработанной.

Удельный расход теплоты нетто на КЭС

$$q_{\text{кэс}}^{\text{н}} = 3600 / \eta_{\text{кэс}}^{\text{н}}$$

Удельный расход условного топлива, кг у.т/(кВт · ч), на отпущенную потребителю электроэнергию.

$$b_{\text{кэс}}^{\text{н}} = 0,123 / \eta_{\text{кэс}}^{\text{н}}$$

Удельный расход условного топлива на производство теплоты, отпущенной внешним потребителям

$$b_Q = 34,1 / (\eta_{ка} \cdot \eta_{тп} \cdot \eta_{п}), \frac{кГ-У.Т}{ГДж}$$

где $\eta_{п}$ - коэффициент, учитывающий потери теплоты турбинной установкой, обусловленные отпуском ее внешним потребителям (потери теплоты подогревателями сетевой воды, паропреобразователями, паропроводами пара производственного отбора и т.п.). Величина этих потерь оценивается в пределах 1% , следовательно, $\eta_{п} = 0,99$.

4.2. Теплофикационная паротурбинная установка

Общий расход теплоты на турбоустановку Q_0 и на производство электрической энергии Q_e определяется из уравнений (4.1) и (4.2).

Входящие в эти уравнения величины вычисляются по тем же зависимостям, что и для конденсационного энергоблока. При определении количества теплоты, отпущенное с паром потребителям из производственного отбора $Q_{п}$, в уравнение (4.3) добавляется слагаемое расхода теплоты промышленным потребителям

$$Q_{п}^{пр} = D_{п}^{пр} \cdot h_{п} - D_{ок}^{ок} \cdot h_{ок} - (D_{п}^{пр} - D_{ок}^{ок}) \cdot h_{дв},$$

где $D_{п}^{пр}$, $D_{ок}^{ок}$ - количество пара, отпущенного промышленным потребителям, и возвращенного от них конденсата;

$h_{п}$, $h_{ок}$, $h_{дв}$ - энталпия пара производственного отбора, возвращаемого с производства конденсата и добавочной воды.

КПД брутто теплофикационной турбинной установки по производству электрической энергии без учета расхода электроэнергии на собственные нужды и работы турбопривода питательного насоса

$$\eta_{ты}^{бр} = 3600 \cdot N_e / Q_e$$

Тепловая нагрузка котлоагрегата $Q_{ка}$ и КПД теплового потока $\eta_{тп}$ находятся соответственно из выражений (4.5) и (4.6).

КПД брутто ТЭЦ (энергоблока) по производству электрической энергии

$$\eta_{тэц(э)}^{бр} = 3600 \cdot N_e \cdot \eta_{тп} \cdot \eta_{ка} / Q_e = \eta_{ты(э)}^{бр} \cdot \eta_{тп} \cdot \eta_{ка}$$

КПД нетто ТЭЦ (энергоблока) по производству электроэнергии (с учетом расхода электроэнергии на собственные нужды)

$$\eta_{тэц(э)}^h = \eta_{тэц(э)}^{бр} \cdot \eta_{сн}$$

Удельный расход условного топлива на электроэнергию, отпущенную от ТЭЦ (энергоблока)

$$b_{тэц(э)}^h = 0,123 / \eta_{тэц}^h$$

КПД брутто ТЭЦ (энергоблока) по производству теплоты

$$\eta_{тэц(Q)}^{бр} = \eta_{ка} \cdot \eta_{тп} \cdot \eta_{п}$$

Удельный расход условного топлива на ТЭЦ для производства теплоты внешним потребителям

$$b_{тэц(Q)}^{бр} = 34,1 / \eta_{тэц(Q)}^{бр}$$

2.8 Устройство современных газотурбинных установок

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на следующие особенности.

1. Устройство современной стационарной высокотемпературной ГТУ

Традиционная современная газотурбинная установка (ГТУ) — это совокупность воздушного компрессора, камеры сгорания и газовой турбины, а также вспомогательных систем, обеспечивающих ее работу. Совокупность ГТУ и электрического генератора называют *газотурбинным агрегатом*.

Необходимо подчеркнуть одно важное отличие ГТУ от ПТУ. В состав ПТУ не входит котел, точнее котел рассматривается как отдельный источник тепла; при таком рассмотрении котел — это «черный ящик»: в него входит питательная вода с температурой $t_{\text{п.в.}}$, а выходит пар с параметрами p_0, t_0 . Паротурбинная установка без котла как физического объекта работать не может. В ГТУ камера сгорания — это ее неотъемлемый элемент. В этом смысле ГТУ — самодостаточна.

Газотурбинные установки отличаются чрезвычайно большим разнообразием, пожалуй, даже большим, чем паротурбинные. Ниже рассмотрим наиболее перспективные и наиболее используемые в энергетике ГТУ *простого цикла*.

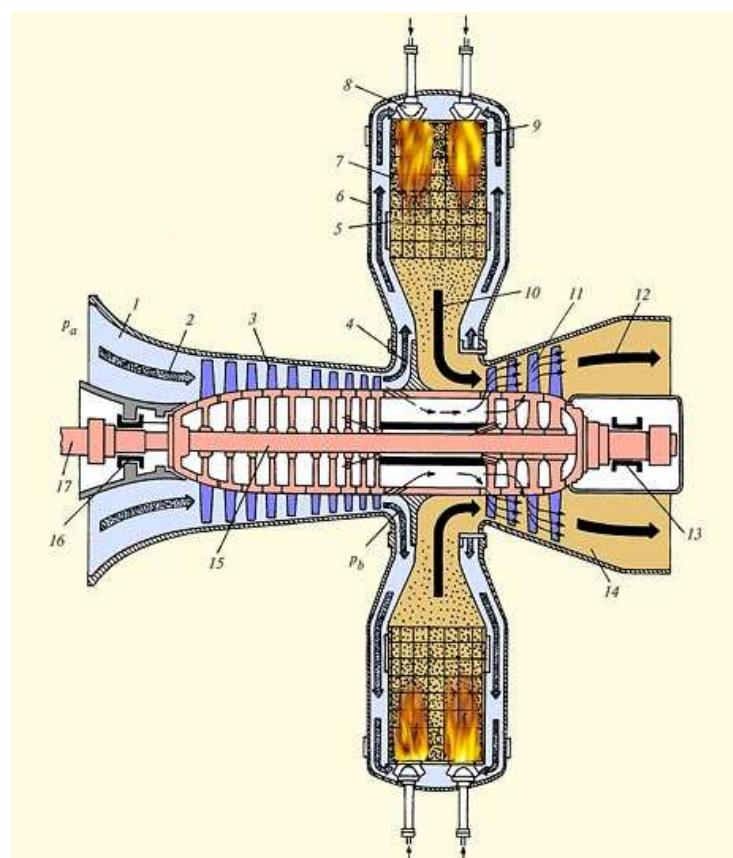


Рис. 7.1. Принципиальная схема ГТУ (рисунок из проспекта фирмы Siemens)

Принципиальная схема такой ГТУ показана на рис. 7.1. Воздух из атмосферы поступает на вход *воздушного компрессора*, который представляет собой роторную турбомашину с проточной частью, состоящей из вращающихся и неподвижных решеток. Отношение давления за компрессором p_b к давлению перед ним p_a называется *степенью сжатия* воздушного компрессора и обычно обозначается как $\bar{\alpha}_k$ ($\bar{\alpha}_k = p_b/p_a$). Ротор компрессора приводится *газовой турбиной*. Поток сжатого воздуха подается в одну, две (как на рис. 7.1) или более *камер сгорания*. При этом в большинстве случаев поток

воздуха, идущий из компрессора, разделяется на два потока. Первый поток направляется к горелочным устройствам, куда также подается топливо (газ или жидкое топливо). При сжигании топлива образуются *продукты сгорания топлива* высокой температуры. К ним подмешивается относительно холодный воздух второго потока с тем, чтобы получить газы (их обычно называют рабочими газами) с допустимой для деталей газовой турбины температурой.

Рабочие газы с давлением p_c ($p_c < p_b$ из-за гидравлического сопротивления камеры сгорания) подаются в проточную часть *газовой турбины*, принцип действия которой ничем не отличается от принципа действия паровой турбины (отличие состоит только в том, что газовая турбина работает на продуктах сгорания топлива, а не на паре). В газовой турбине рабочие газы расширяются практически до атмосферного давления p_d , поступают в *выходной диффузор* 14, и из него — либо сразу в дымовую трубу, либо предварительно в какой-либо теплообменник, использующий теплоту *уходящих газов ГТУ*.

Вследствие расширения газов в газовой турбине, последняя вырабатывает мощность. Весьма значительная ее часть (примерно половина) тратится на привод компрессора, а оставшаяся часть — на привод *электрогенератора*. Это и есть полезная мощность ГТУ, которая указывается при ее маркировке.

Для изображения схем ГТУ применяют условные обозначения, подобные тем, которые используют для ПТУ (рис. 7.2).

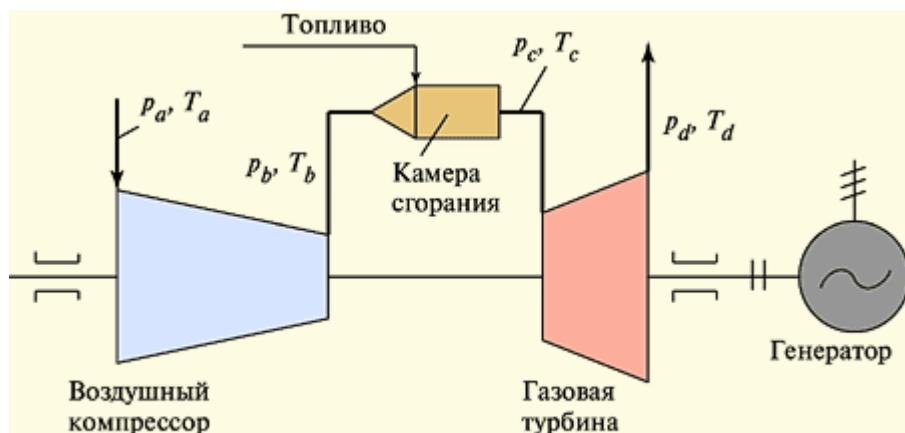


Рис. 7.2. Схема ГТУ простой схемы в условных обозначениях

Из рассмотрения рис. 7.1 и 7.2 становится ясным, почему описанная ГТУ называется *ГТУ простого термодинамического цикла*. Более простой ГТУ быть не может, так как она содержит минимум необходимых компонентов, обеспечивающих последовательные процессы сжатия, нагрева и расширения рабочего тела: один компрессор, одну или несколько камер сгорания, работающих в одинаковых условиях, и одну газовую турбину. Наряду с ГТУ простого цикла, существуют *ГТУ сложного цикла*, которые могут содержать несколько компрессоров, турбин и камер сгорания. В частности, к ГТУ этого типа относятся ГТ-100-750, строившиеся в СССР в 70-е годы (рис. 7.3).

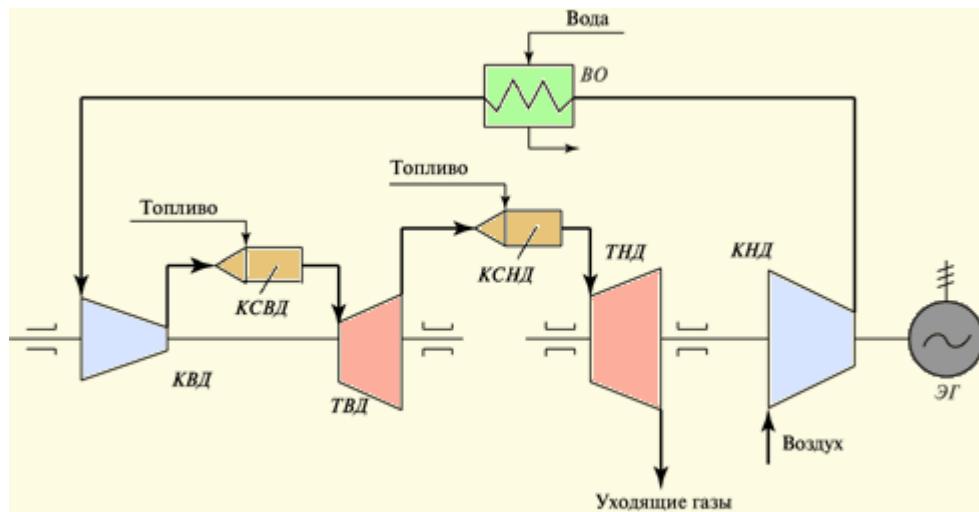


Рис. 7.3. Схема газотурбинной установки ГТ-100-750 ЛМЗ

Она выполнена двухвальной. На одном валу расположены компрессор высокого давления *КВД* и приводящая его турбина высокого давления *ТВД*; этот вал имеет переменную частоту вращения. На втором валу расположены турбина низкого давления *ТНД*, приводящая компрессор низкого давления *КНД* и электрический генератор *ЭГ*; поэтому этот вал имеет постоянную частоту вращения 50 с^{-1} . Воздух в количестве 447 кг/с поступает из атмосферы в *КНД* и сжимается в нем до давления примерно 430 кПа (4,3 ат) и затем подается в воздухоохладитель *ВО*, где охлаждается водой с 176 до 35°C . Это позволяет уменьшить работу, затрачиваемую на сжатие воздуха в компрессоре высокого давления *КВД* (степень сжатия $\pi_k = 6,3$). Из него воздух поступает в камеру сгорания высокого давления *КСВД* и продукты сгорания с температурой 750°C направляются в *ТВД*. Из *ТВД* газы, содержащие значительное количество кислорода, поступают в камеру сгорания низкого давления *КСНД*, в которой сжигается дополнительное топливо, а из нее — в *ТНД*. Отработавшие газы с температурой 390°C выходят либо в дымовую трубу, либо в теплообменник для использования теплоты уходящих газов.

Как увидим ниже, *ГТУ* не отличается высокой экономичностью из-за высокой температуры уходящих газов. Усложнение схемы позволяет повысить ее экономичность, но одновременно требует увеличения капиталовложений и усложняет эксплуатацию.

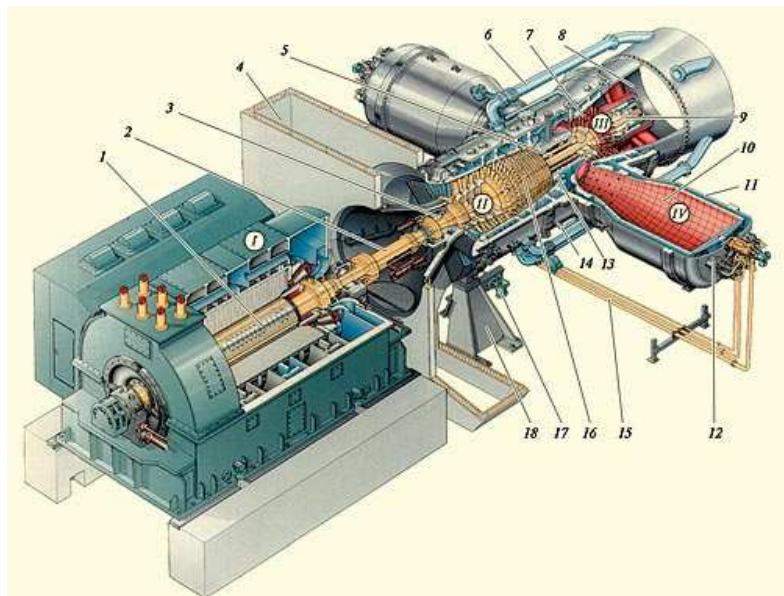


Рис. 7.4. Устройство ГТУ V94.3 (рисунок из проспекта фирмы Siemens)

На рис. 7.4 показано устройство ГТУ V94.3 фирмы Siemens. Атмосферный воздух от комплексного воздухоочистительного устройства (КВОУ) поступает в шахту 4, а из нее — к проточной части 16 воздушного компрессора. В компрессоре происходит сжатие воздуха. Степень сжатия в типичных компрессорах составляет $\square_k = 13—17$, и таким образом давление в тракте ГТУ не превышает 1,3—1,7 МПа (13—17 ат). Это еще одно серьезное отличие ГТУ от паровой турбины, в которой давление пара больше, чем давление газов в ГТУ в 10—15 раз. Малое давление рабочей среды обуславливает малую толщину стенок корпусов и легкость их прогрева. Именно это делает ГТУ очень маневренной, т.е. способной к быстрым пускам и остановкам. Если для пуска паровой турбины в зависимости от ее начального температурного состояния требуется от 1 ч до нескольких часов, то ГТУ может быть введена в работу за 10—15 мин.

При сжатии в компрессоре воздух нагревается. Оценить этот нагрев можно по простому приближенному соотношению:

$$T_b/T_a = \pi_k^{0.25},$$

в котором T_b и T_a — абсолютные температуры воздуха за и перед компрессором. Если, например, $T_a = 300$ К, т.е. температура окружающего воздуха 27 °C, а $\square_k = 16$, то $T_b = 600$ К и, следовательно, воздух нагревается на

$$\Delta t = (600 - 273) - (300 - 273) = 300 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Таким образом, за компрессором температура воздуха составляет 300—350 °C. Воздух между стенками пламенной трубы (см. рис. 7.4) и корпуса камеры сгорания движется к горелочному устройству, к которому подается и топливный газ. Поскольку топливо должно поступать в камеру сгорания, где давление 1,3—1,7 МПа, то давление газа должно быть большим. Для возможности регулирования его расхода в камеру сгорания требуется давление газа примерно вдвое большее, чем давление в камере. Если в подводящем газопроводе имеется такое давление, то газ подается в камеру сгорания прямо с газораспределительного пункта (ГРП). Если давление газа недостаточное, то между ГРП и камерой устанавливают дожимной газовый компрессор.

Расход топливного газа составляет всего примерно 1—1,5 % от расхода воздуха, поступающего от компрессора, поэтому создание высокоэкономичного дожимного газового компрессора представляет определенные технические трудности.

Внутри пламенной трубы 10 образуются продукты сгорания высокой температуры. После подмешивания вторичного воздуха на выходе из камеры сгорания она несколько снижается, но достигает тем не менее, *в типичных современных ГТУ 1350—1400 °C*.

Из камеры сгорания горячие газы поступают в проточную часть 7 газовой турбины. В ней газы расширяются до практически атмосферного давления, так как пространство за газовой турбиной сообщается либо с дымовой трубой, либо с теплообменником, гидравлическое сопротивление которого невелико.

При расширении газов в газовой турбине на ее валу создается мощность. Эта мощность частично расходуется на привод воздушного компрессора, а ее избыток — на привод ротора 1 электрогенератора. Одна из характерных особенностей ГТУ состоит в том, что *компрессор требует примерно половины мощности, развиваемой газовой турбиной*. Например, в создаваемой в России ГТУ мощностью 180 МВт (это и есть полезная мощность) мощность компрессора составляет 196 МВт. Это одно из принципиальных отличий ГТУ от ПТУ: в последней мощность, идущая на сжатие питательной воды даже до давления в 23,5 МПа (240 ат) составляет всего несколько процентов от мощности паровой турбины. Связано это с тем, что вода — малосжимаемая жидкость, а воздух для сжатия требует много энергии.

В первом, достаточно грубом приближении, температуру газов за турбиной можно оценить по простому соотношению, аналогичному (7.1):

$$T_c / T_d = \pi_{\text{к}}^{0,25}.$$

Таким образом, температура газов за ГТУ достаточно высока, и значительное количество теплоты, полученной при сжигании топлива, в буквальном смысле уходит в дымовую трубу. Поэтому *при автономной работе ГТУ ее КПД невелик: для типичных ГТУ он составляет 35—36 %*, т.е. существенно меньше, чем КПД ПТУ. Дело, однако, кардинальным образом изменяется при установке на «хвосте» ГТУ теплообменника (сетевого подогревателя или котла-utiлизатора для комбинированного цикла), о чем пойдет речь в следующей лекции.

За газовой турбиной устанавливают *диффузор* — плавно расширяющийся канал, при течении в котором скоростной напор газов частично преобразуется в давление. Это позволяет иметь за газовой турбиной давление меньшее, чем атмосферное, что увеличивает работоспособность 1 кг газов в турбине и, следовательно, повышает ее мощность.

Устройство воздушного компрессора. Как уже указывалось, *воздушный компрессор* — это турбомашина, к валу которой подводится мощность от газовой турбины; эта мощность передается воздуху, протекающему через проточную часть компрессора, вследствие чего давление воздуха повышается вплоть до давления в камере сгорания.

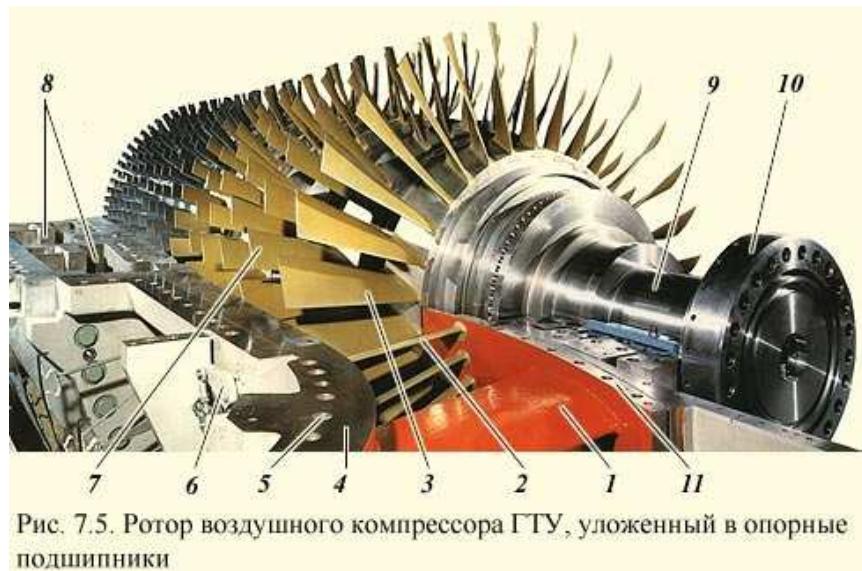


Рис. 7.5. Ротор воздушного компрессора ГТУ, уложенный в опорные подшипники

Из шахты 4 (см. рис. 7.4) воздух поступает в каналы, образованные поворотными лопатками 2 (рис. 7.5) невращающегося входного направляющего аппарата (ВНА). Главная задача ВНА — сообщить потоку, движущемуся в осевом (или радиально-осевом) направлении вращательное движение. Каналы ВНА принципиально не отличаются от сопловых каналов паровой турбины (см. рис. 6.4): они являются конфузорными (суживающимися), и поток в них ускоряется, одновременно приобретая окружную составляющую скорости.

В современных ГТУ входной направляющий аппарат делают поворотным (рис. 7.6). Необходимость в поворотном ВНА вызвана стремлением не допустить снижения экономичности при снижении нагрузки ГТУ. Дело заключается в том, что валы компрессора и электрогенератора имеют одинаковую частоту вращения, равную частоте сети. Поэтому, если не использовать ВНА, то и количество воздуха, подаваемого компрессором в камеру сгорания, постоянно и не зависит от нагрузки турбины. А изменить мощность ГТУ можно только изменением расхода топлива в камеру сгорания. Поэтому при уменьшении расхода топлива и неизменности количества воздуха, подаваемого компрессором, снижается температура рабочих газов и перед газовой турбиной, и за ней. Это приводит к очень значительному снижению экономичности ГТУ. Поворот лопаток при снижении нагрузки вокруг оси 1 на 25 — 30° (рис. 7.6) позволяет сузить проходные сечения каналов ВНА и уменьшить расход воздуха в камеру сгорания, поддерживая постоянным соотношение между расходом воздуха и топлива. Установка входного направляющего аппарата позволяет поддерживать температуру газов перед газовой турбиной и за ней постоянной в диапазоне мощности примерно 100—80 %.

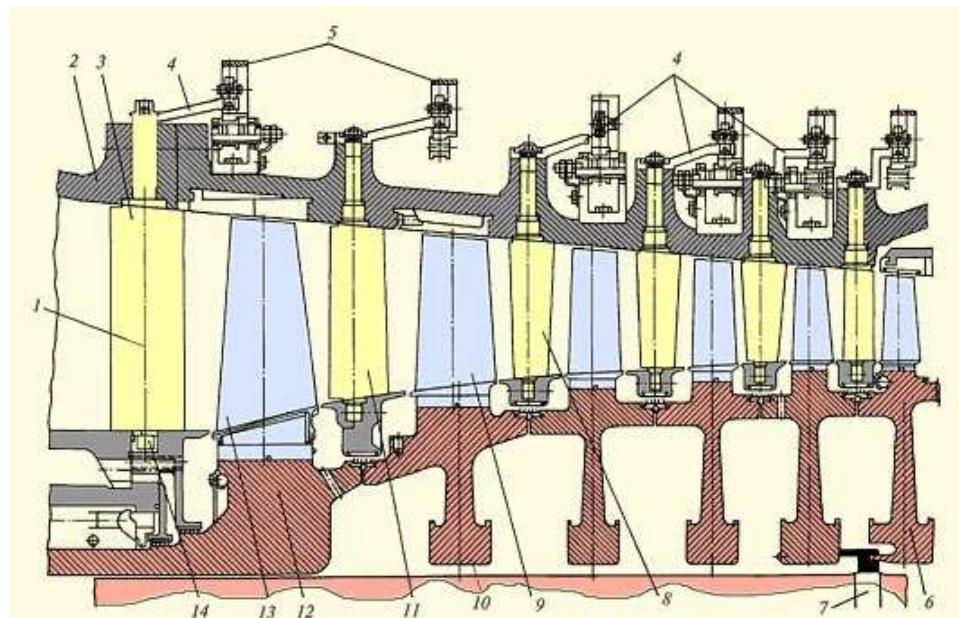


Рис. 7.6. Входная часть воздушного компрессора (проект ЛМЗ)

На рис. 7.7 показан привод лопаток ВНА. К осям каждой лопатки крепится поворотный рычаг 2 (см. поз. 4 на рис. 7.6), который через рычаг 4 связан с поворотным кольцом 1 (см. поз. 5 на рис. 7.6). При необходимости изменения расхода воздуха кольцо 1 поворачивается с помощью тяг и электродвигателя с редуктором; при этом поворачиваются одновременно все рычаги 2 и соответственно лопатки ВНА 5.

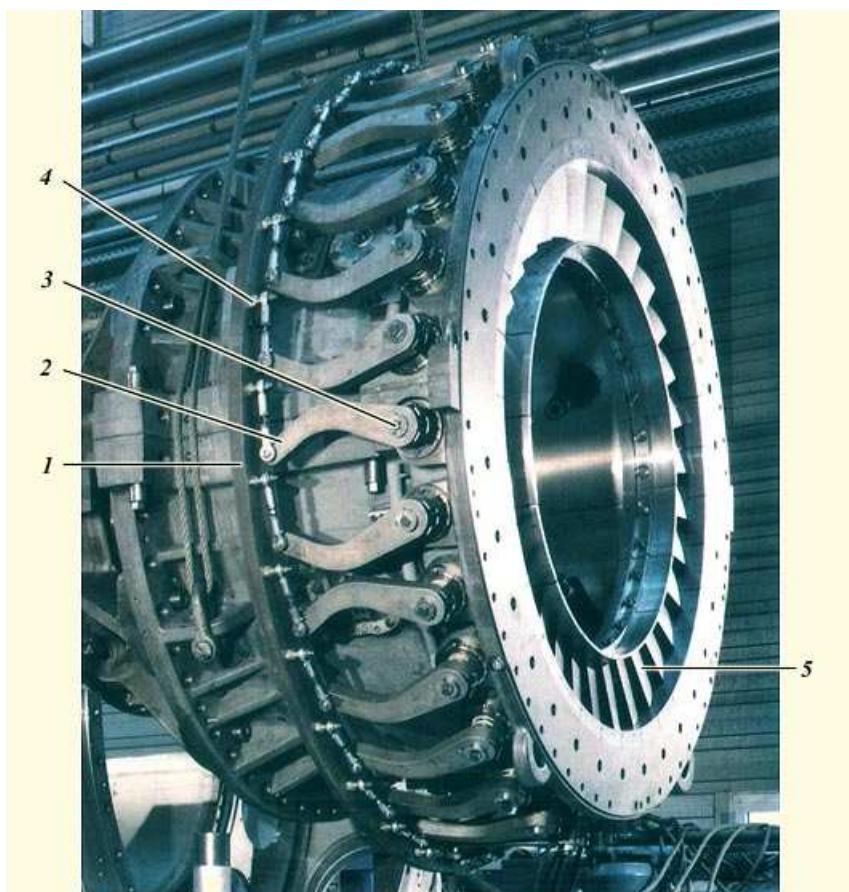
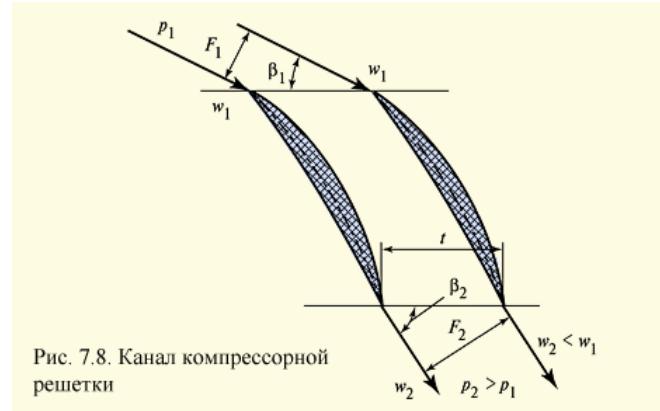


Рис. 7.7. Устройство входного поворотного направляющего аппарата ГТУ фирмы General Electric

Закрученный с помощью ВНА воздух поступает в 1-ю ступень воздушного компрессора, которая состоит из двух решеток: вращающейся (см. поз. 13 на рис. 7.6 и поз. 3 на рис. 7.5) и неподвижной (см. поз. 1 на рис. 7.6; в этом отличие от ступени турбины, в которой первая решетка — невращающаяся). Обе решетки в отличие от решеток турбины имеют расширяющиеся (диффузорные) каналы (рис. 7.8), т.е. площадь для прохода воздуха на входе F_1 меньше, чем F_2 на выходе.



При движении воздуха в таком канале, его скорость уменьшается ($w_2 < w_1$), а давление увеличивается ($p_2 > p_1$). К сожалению, сделать диффузорную решетку экономичной, т.е. чтобы скорость потока w_1 в максимальной степени преобразовалась бы в давление, а не в теплоту, можно только при небольшой степени сжатия p_2/p_1 (обычно 1,2 — 1,3), что приводит к большому числу ступеней компрессора (14 — 16 при степени сжатия компрессора $\pi_k = 13 — 16$).

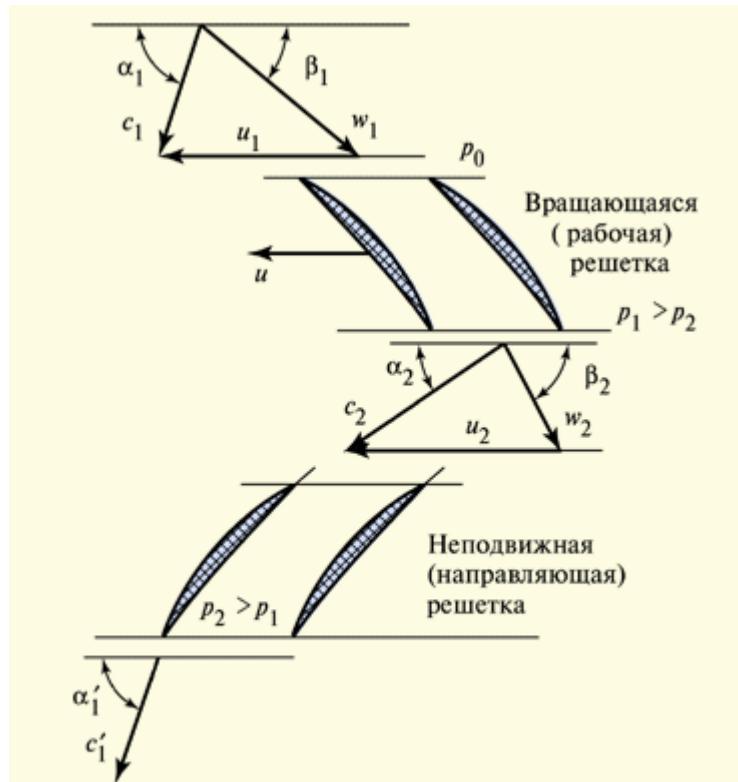


Рис. 7.9. Течение воздуха в компрессорной ступени

На рис. 7.9 показано течение воздуха в компрессорной ступени. Из входного (неподвижного) поворотного соплового аппарата воздух выходит со скоростью c_1 (см. верхний треугольник скоростей), имеющий необходимую окружную закрутку ($\alpha_1 < 90^\circ$). Если расположенная за ВНА вращающаяся (рабочая) решетка имеет скорость u_1 , то относительная скорость входа в нее w_1 будет равна разности векторов c_1 и u_1 , и эта разность будет больше, чем c_1 т.е. $w_1 > c_1$. При движении в канале скорость воздуха уменьшается до значения w_2 , и он выходит под углом α_2 , определяемым наклоном профилей. Однако вследствие вращения и подвода к воздуху энергии от рабочих лопаток его скорость c_2 в абсолютном движении будет больше, чем c_1 . Лопатки неподвижной решетки устанавливают так, чтобы вход воздуха в канал был безударным. Так как каналы этой решетки расширяющиеся, то скорость в ней уменьшается до значения w_2 , а давление возрастает от p_1 до p_2 . Поэтому во второй ступени и последующих ступенях процесс сжатия будет протекать аналогичным образом. При этом высота их решеток будет уменьшаться в соответствии с увеличивающейся плотностью воздуха из-за сжатия.

Иногда направляющие лопатки нескольких первых ступеней компрессора выполняют поворотными (см. рис. 7.6) точно так же, как и лопатки ВНА. Это позволяет расширить диапазон мощности ГТУ, при котором температура газов перед газовой турбиной и за ней остается неизменной. Соответственно повышается и экономичность. Применение нескольких поворотных направляющих аппаратов позволяет работать экономично в диапазоне 100 — 50 % мощности.

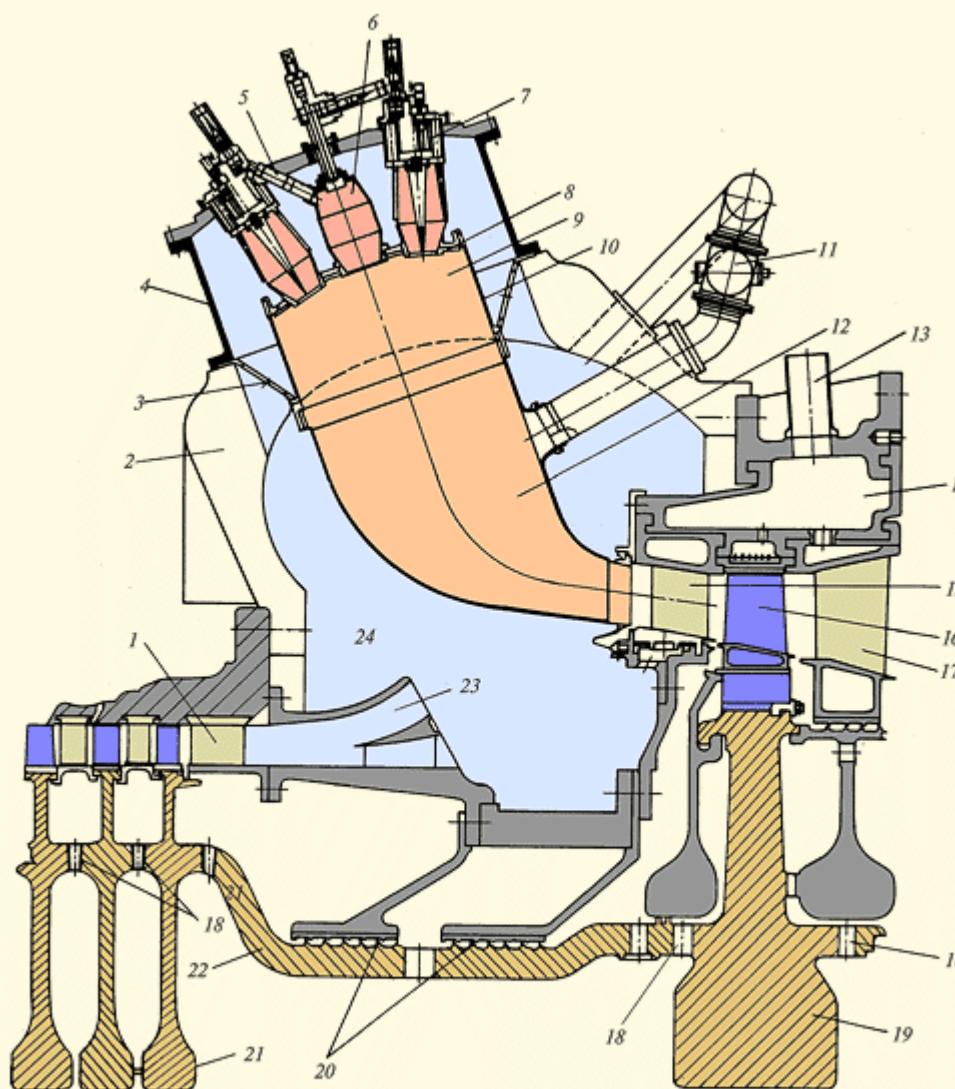


Рис. 7.10. Выходная часть компрессора, трубчато-кольцевая камера сгорания и входная часть газовой турбины (проект ЛМЗ-«Авиадвигатель»)

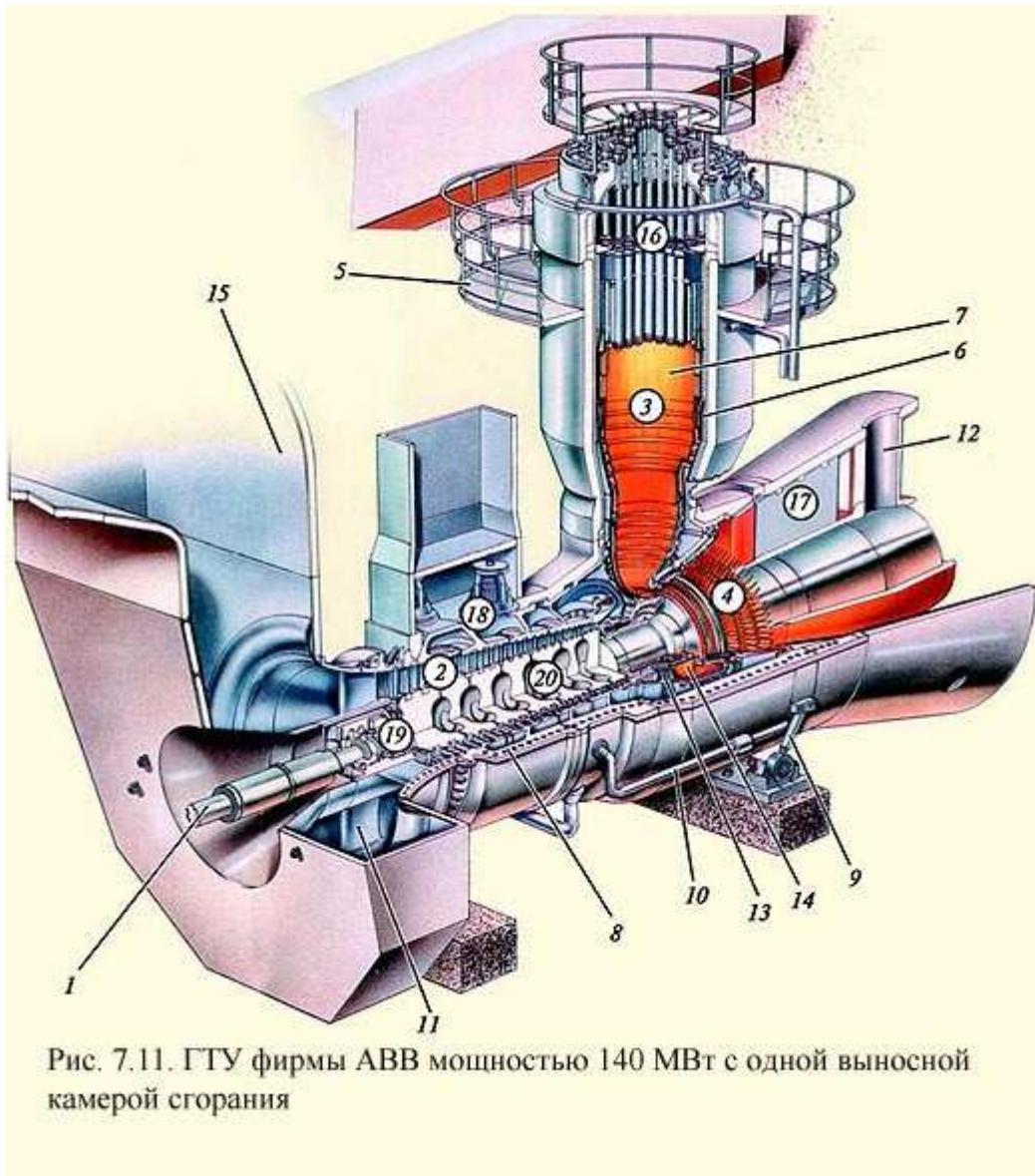
Последняя ступень компрессора устроена так же, как и предшествующие с той лишь разницей, что задачей последнего направляющего аппарата 1 (рис. 7.10) является не только повышение давления, но и обеспечение осевого выхода потока воздуха. Воздух поступает в кольцевой выходной диффузор 23, где давление повышается до максимального значения. С этим давлением воздух поступает в зону горения 9.

Из корпуса воздушного компрессора выполняются отборы воздуха для охлаждения элементов газовой турбины. Для этого в его корпусе выполняют кольцевые камеры (см. поз. 8 на рис. 7.5), сообщаемые с пространством за соответствующей ступенью. Воздух из камер отводится с помощью трубопроводов (см. поз. 14 на рис. 7.4).

Кроме того, компрессор имеет так называемые *антипомпажные клапаны* и обводные трубопроводы (см. поз. 6 на рис. 7.4), перепускающие воздух из промежуточных ступеней компрессора в выходной диффузор газовой турбины при ее пуске и остановке. Это исключает неустойчивую работу компрессора при малых расходах воздуха (это явление называется *помпажом*), выражющуюся в интенсивной вибрации всей машины.

Создание высокоэкономичных воздушных компрессоров представляет собой чрезвычайно сложную задачу, которую, в отличие от турбин, невозможно решить только расчетом и проектированием. Поскольку мощность компрессора равна примерно

мощности ГТУ, то ухудшение экономичности компрессора на 1 % приводит к снижению экономичности всей ГТУ на 2—2,5 %. Поэтому создание хорошего компрессора является одной из ключевых проблем создания ГТУ. Обычно компрессоры создаются путем моделирования (масштабирования), используя модельный компрессор, созданный путем длительной экспериментальной доводки.



Камеры сгорания ГТУ отличаются большим разнообразием. Выше (на рис. 7.4) показана ГТУ с двумя *выносными* камерами. На рис. 7.11 показана ГТУ типа 13Е мощностью 140 МВт фирмы АВВ с одной выносной камерой сгорания, устройство которой аналогично устройству камеры, показанной на рис. 7.4. Воздух из компрессора из кольцевого диффузора поступает в пространство между корпусом камеры и пламенной трубой и затем используется для горения газа и для охлаждения пламенной трубы.

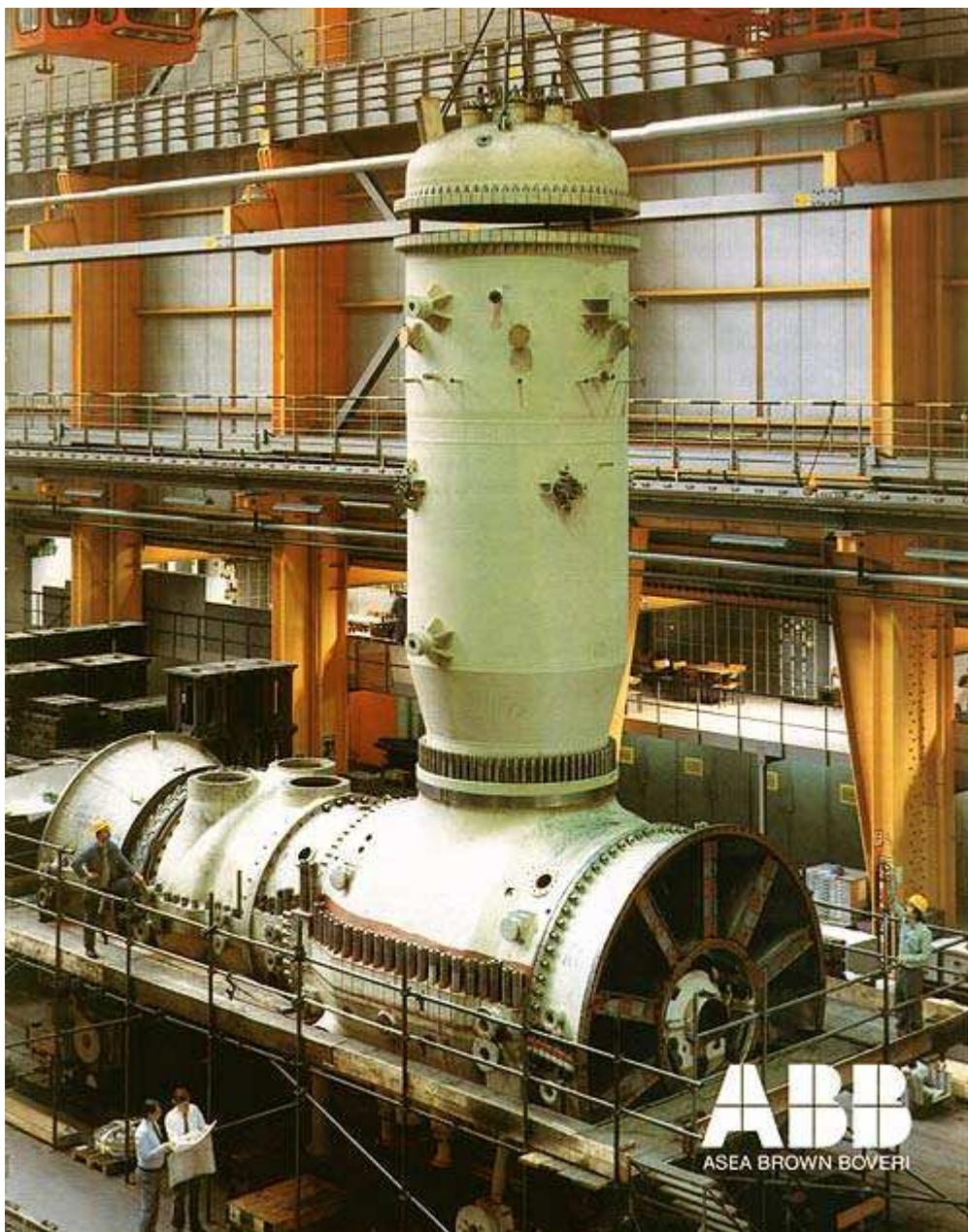


Рис. 7.12. Внешний вид ГТУ типа 13Е на сборочном стенде завода

Главный недостаток выносных камер сгорания — большие габариты, которые хорошо видны из рис. 7.12. Справа от камеры размещается газовая турбина, слева — компрессор. Сверху в корпусе видны три отверстия для размещения антипомпажных клапанов и далее — привод ВНА. В современных ГТУ используют в основном *встроенные* камеры сгорания: кольцевые и трубчато-кольцевые.

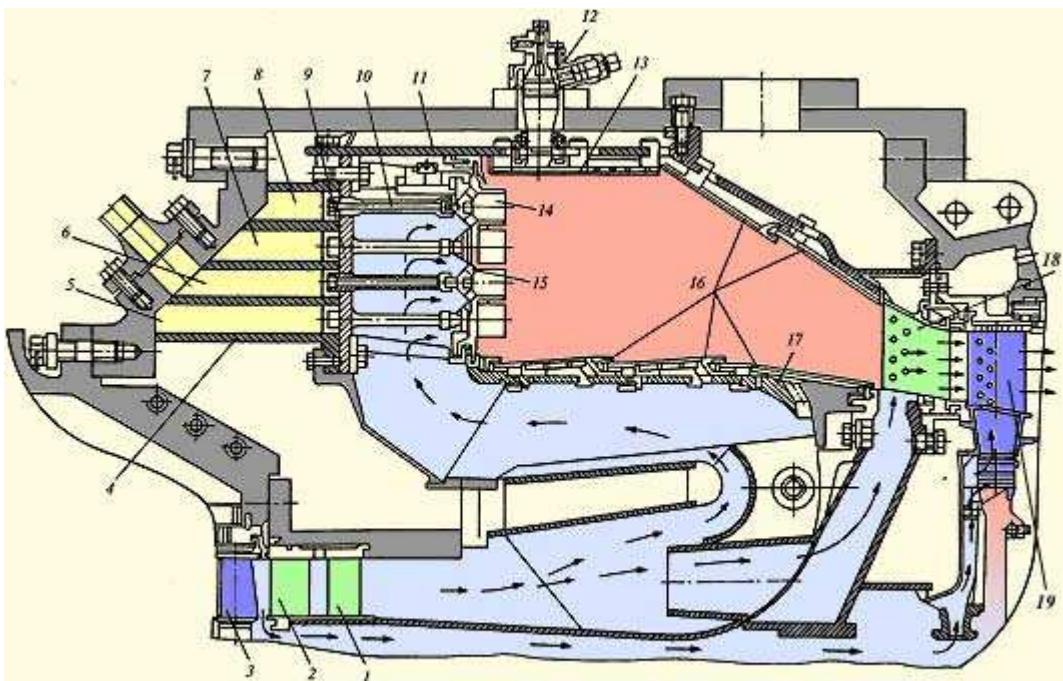


Рис. 7.13. Встроенная кольцевая камера сгорания ГТУ (проект ЛМЗ)

На рис. 7.13 показана *встроенная кольцевая камера сгорания*. Кольцевое пространство для горения образовано внутренней 17 и наружной 11 пламенными трубами. Изнутри трубы облицованы специальными вставками 13 и 16, имеющими термобарьерное покрытие со стороны, обращенной к пламени; с противоположной стороны вставки имеют оребрение, улучшающее их охлаждение воздухом, поступающим через кольцевые зазоры между вставками внутрь пламенной трубы. Таким образом, достигается температура пламенной трубы 750—800 °C в зоне горения. Фронтовое микроФакельное горелочное устройство камеры состоит из нескольких сотен горелок 10, к которым подается газ из четырех коллекторов 5—8. Отключая коллекторы поочередно можно изменять мощность ГТУ.

Устройство горелки показано на рис. 7.14. Из коллектора газ поступает по сверлению в штоке 3 к внутренней полости лопаток 6 завихрителя. Последний представляет собой полые радиальные прямые лопатки, заставляющие воздух, поступающий из камеры сгорания, закручиваться и вращаться вокруг оси штока. В этот вращающийся воздушный вихрь поступает природный газ из внутренней полости лопаток завихрителя 6 через мелкие отверстия 7. При этом образуется однородная топливно-воздушная смесь, выходящая в виде закрученной струи из зоны 5. Кольцевой вращающийся вихрь обеспечивает устойчивое горение газа.

На рис. 7.10 показана трубчато-кольцевая камера сгорания ГТЭ-180. В кольцевое пространство 24 между выходной частью воздушного компрессора и входной частью газовой турбины с помощью перфорированных конусов 3 помещают 12 пламенных труб 10. Пламенная труба содержит многочисленные отверстия диаметром 1 мм, расположенные по кольцевым рядам на расстоянии 6 мм между ними; расстояние между рядами отверстий 23 мм. Через эти отверстия снаружи поступает «холодный» воздух, обеспечивая конвективно-пленочное охлаждение и температуру пламенной трубы не выше 850 °C. На внутреннюю поверхность пламенной трубы наносится термобарьерное покрытие толщиной 0,4 мм.

На фронтовой плите 8 пламенной трубы устанавливают горелочное устройство, состоящее из центральной пилотной горелки 6, поджигающей топливо при пуске с помощью свечи 5, и пяти основных модулей, один из которых показан на рис. 7.15. Модуль позволяет сжигать газ и дизельное топливо. Газ через штуцер 1 после фильтра 6

поступает в кольцевой коллектор топливного газа 5, а из нее — в полости, содержащие мелкие отверстия (диаметр 0,7 мм, шаг 8 мм). Через эти отверстия газ поступает внутрь кольцевого пространства. В стенках модуля выполнено шесть тангенциальных пазов 9, через которые поступает основное количество воздуха, подаваемого для горения от воздушного компрессора. В тангенциальных пазах воздух закручивается и, таким образом, внутри полости 8 образуется вращающийся вихрь, движущийся к выходу из горелочного устройства. На периферию вихря через отверстия 3 поступает газ, смешивается с воздухом, и образовавшаяся гомогенная смесь выходит из горелки, где воспламеняется и сгорает. Продукты сгорания поступают к сопловому аппарату 1-й ступени газовой турбины.

Газовая турбина является наиболее сложным элементом ГТУ, что обусловлено в первую очередь очень высокой температурой рабочих газов, протекающих через ее *проточную часть*: температура газов перед турбиной 1350 °C в настоящее время считается «стандартной», и ведущие фирмы, в первую очередь General Electric, работают над освоением начальной температуры 1500 °C. Напомним, что «стандартная» начальная температура для паровых турбин составляет 540 °C, а в перспективе — температура 600—620 °C.

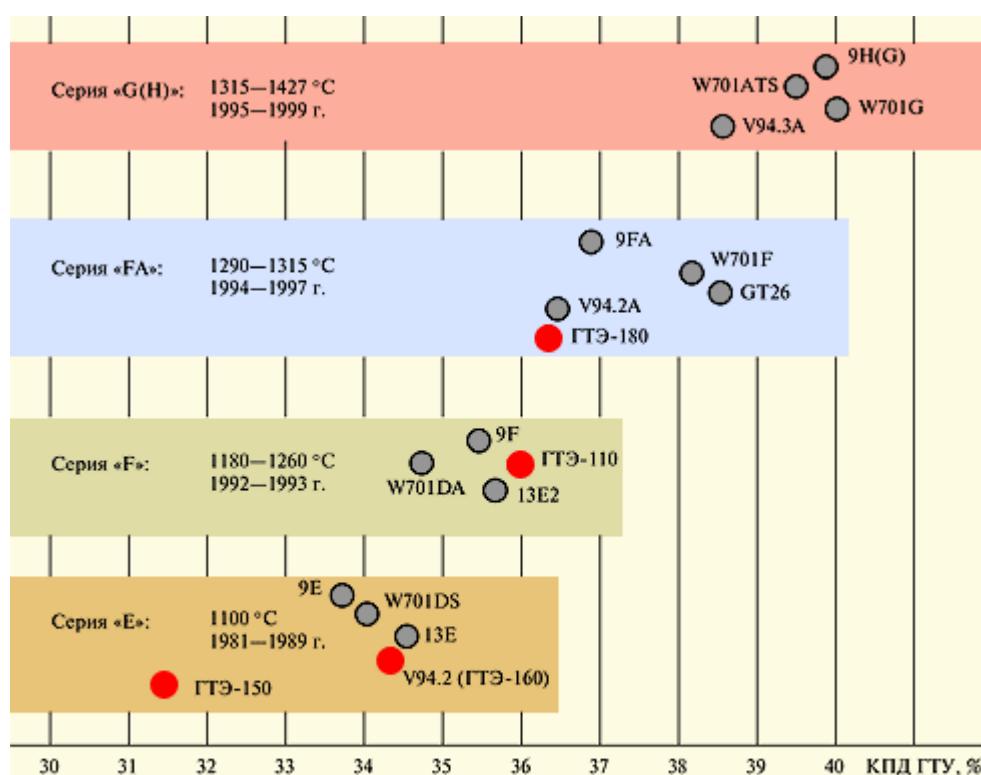


Рис. 7.16. Повышение КПД реальных ГТУ в связи с ростом температуры перед газовой турбиной (обобщение ЛМЗ)

Стремление повысить начальную температуру связано, прежде всего, с выигрышем в экономичности, который она дает. Это хорошо видно из рис. 7.16, обобщающего достигнутый уровень газотурбостроения: повышение начальной температуры с 1100 до 1450 °C дает увеличение абсолютного КПД с 32 до 40 %, т.е. приводит к экономии топлива в 25 %. Конечно, часть этой экономии связана не только с повышением температуры, но и с совершенствованием других элементов ГТУ, а определяющим фактором все-таки является начальная температура.

Для обеспечения длительной работы газовой турбины используют сочетание двух средств. Первое средство — применение для наиболее нагруженных деталей

жаропрочных материалов, способных сопротивляться действию высоких механических нагрузок и температур (в первую очередь для сопловых и рабочих лопаток). Если для лопаток паровых турбин и некоторых других элементов применяются стали (т.е. сплавы на основе железа) с содержанием хрома 12—13 %, то для лопаток газовых турбин используют сплавы на никелевой основе (*нимоники*), которые способны при реально действующих механических нагрузках и необходимом сроке службы выдержать температуру 800—850 °С. Поэтому вместе с первым используют второе средство — охлаждение наиболее горячих деталей.

Для охлаждения большинства современных ГТУ используется воздух, отбиаемый из различных ступеней воздушного компрессора. Уже работают ГТУ, в которых для охлаждения используется водяной пар, который является лучшим охлаждающим агентом, чем воздух. Охлаждающий воздух после нагрева в охлаждаемой детали сбрасывается в проточную часть газовой турбины. Такая система охлаждения называется открытой. Существуют *замкнутые системы охлаждения*, в которых нагретый в детали охлаждающий агент направляется в холодильник и затем снова возвращается для охлаждения детали. Такая система не только весьма сложна, но и требует утилизации тепла, отбиаемого в холодильнике.

Система охлаждения газовой турбины — самая сложная система в ГТУ, определяющая ее срок службы. Она обеспечивает не только поддержание допустимого уровня рабочих и сопловых лопаток, но и корпусных элементов, дисков, несущих рабочие лопатки, запирание уплотнений подшипников, где циркулирует масло и т.д. Эта система чрезвычайно сильно разветвлена и организуется так, чтобы каждый охлаждаемый элемент получал охлаждающий воздух тех параметров и в том количестве, который необходим для поддержания его оптимальной температуры. Излишнее охлаждение деталей так же вредно, как и недостаточное, так как оно приводит к повышенным затратам охлаждающего воздуха, на сжатие которого в компрессоре затрачивается мощность турбины. Кроме того, повышенные расходы воздуха на охлаждение приводят к снижению температуры газов за турбиной, что очень существенно влияет на работу оборудования, установленного за ГТУ (например, паротурбинной установки, работающей в составе ПТУ). Наконец, система охлаждения должна обеспечивать не только необходимый уровень температур деталей, но и равномерность их прогрева, исключающую появление опасных температурных напряжений, циклическое действие которых приводит к появлению трещин.

На рис. 7.17 показан пример схемы охлаждения типичной газовой турбины. В прямоугольных рамках приведены значения температур газов. Перед сопловым аппаратом 1-й ступени 1 она достигает 1350 °С. За ним, т.е. перед рабочей решеткой 1-й ступени она составляет 1130 °С. Даже перед рабочей лопаткой последней ступени она находится на уровне 600 °С. Газы этой температуры омывают сопловые и рабочие лопатки, и если бы они не охлаждались, то их температура равнялась бы температуре газов и срок их службы ограничивался бы несколькими часами.

Для охлаждения элементов газовой турбины используется воздух, отбиаемый от компрессора в той его ступени, где его давление несколько больше, чем давление рабочих газов в той зоне газовой турбины, в которую подается воздух. Например (рис. 7.17), на охлаждение сопловых лопаток 1-й ступени охлаждающий воздух в количестве 4,5 % от расхода воздуха на входе в компрессор отбирается из выходного диффузора компрессора, а для охлаждения сопловых лопаток последней ступени и примыкающего участка корпуса — из 5-й ступени компрессора. Иногда для охлаждения самых горячих элементов газовой турбины воздух, отбиаемый из выходного диффузора компрессора, направляют сначала в воздухоохладитель, где его охлаждают (обычно водой) до 180—200 °С и затем направляют на охлаждение. В этом случае воздуха для охлаждения требуется меньше, но при этом появляются затраты на воздухоохладитель, усложняется ГТУ, теряется часть теплоты, отводимой охлаждающей водой.

Газовая турбина обычно имеет 3—4 ступени, т.е. 6—8 венцов решеток, и чаще всего охлаждаются лопатки всех венцов, кроме рабочих лопаток последней ступени. Воздух для охлаждения сопловых лопаток подводится внутрь через их торцы и сбрасываются через многочисленные (600—700 отверстий диаметром 0,5—0,6 мм) отверстия, расположенные в соответствующих зонах профиля (рис. 7.18). К рабочим лопаткам охлаждающий воздух подводится через отверстия, выполненные в торцах хвостовиков.

Для того чтобы понять, как устроены охлаждаемые лопатки, необходимо хотя бы в общих чертах рассмотреть технологию их изготовления. Ввиду исключительной трудности механической обработки никелевых сплавов для получения лопаток в основном используется *точное литье по выплавляемым моделям*. Для его реализации сначала по специальной технологии формовки и термообработки из материалов на основе керамики изготавливают *литейные стержни* (рис. 7.19 и 7.20). Литейный стержень — это точная копия полости внутри будущей лопатки, в которую будет поступать и протекать в необходимом направлении охлаждающий воздух. Литейный стержень помещают в пресс-форму, внутренняя полость в которой полностью соответствует лопатке (см. рис. 7.18), которую необходимо получить. Получающееся свободное пространство между стержнем и стенкой пресс-формы заполняют нагретой легкоплавкой массой (например, пластмассой), которая застывает. Стержень вместе с обволакивающей ее застывающей массой, повторяющей внешнюю форму лопатки, представляет собой *выплавляемую модель*. Ее помещают в литейную форму, к которой подают расплав никоника. Последний выплавляет пластмассу, занимает ее место и в результате появляется литая лопатка с внутренней полостью, заполненной стержнем. Стержень удаляют вытравливанием специальными химическими растворами. Полученные сопловые лопатки практически не требуют дополнительной механической обработки (кроме изготовления многочисленных отверстий для выхода охлаждающего воздуха). Рабочие литые лопатки требуют обработки хвостовика с помощью специального абразивного инструмента.

Описанная вкратце технология заимствована из авиационной техники, где достигнутые температуры гораздо выше, чем в стационарных паровых турбинах. Трудность освоения этих технологий связана с гораздо большими размерами лопаток для стационарных ГТУ, которые растут пропорционально расходу газов, т.е. мощности ГТУ.

Весьма перспективным представляется использование так называемых *монокристаллических лопаток*, которые изготавливаются из одного кристалла. Связано это с тем, что наличие границ зерен при длительном пребывании при высокой температуре приводит к ухудшению свойств металла.

Ротор газовой турбины представляет собой уникальную сборную конструкцию (рис. 7.21, а). Перед сборкой отдельные диски 5 компрессора и диска 7 газовой турбины облопачиваются и балансируются, изготавливаются концевые части 1 и 8, проставочная часть 11 и центральный стяжной болт 6. Каждый из дисков имеет два кольцевых воротника, на котором выполнены *хирты* (по имени изобретателя — Hirth), — строго радиальные зубья треугольного профиля. Смежные детали имеют точно такие же воротники с точно такими же хиртами. При хорошем качестве изготовления хиртового соединения обеспечивается абсолютная центровка смежных дисков (это обеспечивает радиальность хиртов) и повторяемость сборки после разборки ротора.

Ротор собирается на специальном стенде, представляющем собой лифт с кольцевой площадкой для монтажного персонала, внутри которой осуществляется сборка. Сначала собирается на резьбе концевая часть ротора 1 и стяжной стержень 6. Стержень ставится вертикально внутри кольцевой площадки и сверху на него с помощью крана (рис. 7.22) опускается диск 1-й ступени компрессора. Центровка диска и концевой части осуществляется хиртами. Перемещаясь на специальном лифте вверх, монтажный персонал диск за диском [сначала компрессора, затем проставочная часть, а затем

турбины и правой концевой части 8 (см. рис. 7.21, а)] собирает весь ротор. На правый конец навинчивается гайка 9, а на оставшуюся часть резьбовой части стяжного стержня устанавливается гидравлическое устройство, сдавливающее диски и вытягивающее стяжной стержень. После вытяжки стержня гайка 9 навинчивается до упора, и гидравлическое устройство снимается. Растворенный стержень надежно стягивает диски между собой и превращает ротор в единую жесткую конструкцию. Собранный ротор извлекают из сборочного стенда, и он готов к установке в ГТУ.

Главным преимуществом ГТУ является ее компактность. Действительно, прежде всего, в ГТУ отсутствует паровой котел, — сооружение, достигающее большой высоты и требующее для установки отдельного помещения (см. рис. 2.6). Связано это обстоятельство, прежде всего с высоким давлением в камере сгорания (1,2—2 МПа); в котле горение происходит при атмосферном давлении и соответственно объем образующихся горячих газов оказывается в 12—20 раз больше. Далее, в ГТУ процесс расширения газов происходит в газовой турбине, состоящей всего из 3—5 ступеней, в то время как паровая турбина, имеющая такую же мощность, состоит из 3—4 цилиндров, заключающих 25—30 ступеней. Даже с учетом и камеры сгорания, и воздушного компрессора ГТУ мощностью 150 МВт имеет длину 8—12 м, а длина паровой турбины такой же мощности при трехцилиндровом исполнении в 1,5 раза больше. При этом для паровой турбины кроме котла необходимо предусмотреть установку конденсатора с циркуляционными и конденсатными насосами, систему регенерации из 7—9 подогревателей, питательные турбонасосы (от одного до трех), деаэратор. Как следствие, ГТУ может быть установлена на бетонное основание на нулевой отметке машинного зала, а ПТУ требует рамного фундамента высотой 9—16 м с размещением паровой турбины на верхней фундаментной плите и вспомогательного оборудования — в конденсационном помещении.

Компактность ГТУ позволяет осуществить ее сборку на турбинном заводе, доставить в машинный зал железнодорожным или автодорожным транспортом для установки на простом фундаменте. Так, в частности, транспортируется ГТУ с встроенными камерами сгорания. При транспортировке ГТУ с выносными камерами последние транспортируются отдельно, но легко и быстро присоединяются с помощью фланцев к модулю компрессор — газовая турбина. Паровая турбина поставляется многочисленными узлами и деталями, монтаж как ее самой, так и многочисленного вспомогательного оборудования и связей между ними занимает в несколько раз больше времени, чем ГТУ.

ГТУ не требует охлаждающей воды. Как следствие, в ГТУ отсутствует конденсатор и система технического водоснабжения с насосной установкой и градирней (при обратном водоснабжении). В результате все это приводит к тому, что стоимость 1 кВт установленной мощности газотурбинной электростанции значительно меньше. При этом стоимость собственно ГТУ (компрессор + камера сгорания + газовая турбина) из-за ее сложности оказывается в 3—4 раза больше, чем стоимость паровой турбины такой же мощности.

Важным преимуществом ГТУ является ее высокая маневренность, определяемая малым уровнем давления (по сравнению с давлением в паровой турбине) и, следовательно, легким прогревом и охлаждением без возникновения опасных температурных напряжений и деформаций.

Однако ГТУ имеют и существенные недостатки, из которых, прежде всего, необходимо отметить меньшую экономичность, чем у паросиловой установки. Средний КПД достаточно хороших ГТУ составляет 37—38 %, а паротурбинных энергоблоков — 42—43 %. Потолком для мощных энергетических ГТУ, как он видится в настоящее время, является КПД на уровне 41—42 %, (а может быть и выше с учетом больших резервов повышения начальной температуры). Меньшая экономичность ГТУ связана с высокой температурой уходящих газов.

Другим недостатком ГТУ является невозможность использования в них низкосортных топлив, по крайней мере, в настоящее время. Она может хорошо работать только на газе или на хорошем жидким топливом, например дизельном. Паросиловые энергоблоки могут работать на любом топливе, включая самое некачественное.

Низкая начальная стоимость ТЭС с ГТУ и одновременно сравнительно низкая экономичность и высокие стоимость используемого топлива и маневренность определяют основную область индивидуального использования ГТУ: в энергосистемах их следует применять как пиковые или резервные источники мощности, работающие несколько часов в сутки.

Вместе с тем ситуация кардинально изменяется при использовании теплоты уходящих газов ГТУ в теплофикационных установках или в комбинированном (парогазовом) цикле. Речь об этом будет в следующей лекции.

3. Сравнительные характеристики отечественных и зарубежных ГТУ

В настоящее время в России серийно может изготавливаться лишь одна ГТУ — ГТЭ-150 производства ЛМЗ мощностью 161 МВт, основные характеристики которой приведены в табл. 7.1. Ее технический уровень виден из табл. 7.1 и рис. 7.16. При уровне начальной температуры в 1100 °C и при том, что она изготовлена в 1998 г., ее КПД составляет всего 31,5 % главным образом из-за неудачного компрессора.

Таблица 7.1 Отечественные ГТУ большой мощности

Величина	Фирма-изготовитель, тип ГТУ, год начала выпуска			
	ЛМЗ		«Машпроект», «Рыбинские моторы»	ЛМЗ, «Авиадвигатель», г. Пермь
	ГТЭ-150		ГТЭ-110	ГТЭ-180
	1989 г.	1998 г.	1998 г.	рабочий проект
Мощность, МВт	131	161	110	178
КПД, %	31	31,5	36	36,3
Степень сжатия	13	13	14,7	15
Температура газов в турбине, °C				
на входе	950	1100	1210	1250
на выходе	423	530	517	547
Расход воздуха, кг/с	636	630	357	525
Возможная выработка тепла, МВт	215	280	155	245
Масса ГТУ, т	340	340	50	—
Мощность ПТУ с двумя ГТУ, МВт	—	489	325	560

Реальной ГТУ, на базе которой в ближайшие годы в России будут комплектоваться новые парогазовые электростанции, работающие на природном газе, является ГТЭ-110 мощностью 110 МВт. Эта ГТУ изготовлена и проходит испытания на стенде Ивановской ГРЭС. В своем классе ГТУ (см. рис. 7.16) она имеет хорошие экономические (КПД 36 %) и массовые показатели. Однако уровень ее начальной температуры в 1210 °C был достигнут мировым газотурбостроением в начале 90-х годов. Она имеет и другой серьезный недостаток: низкую температуру уходящих газов (517 °C), не позволяющую осуществить экономичный парогазовый цикл.

В настоящее время ЛМЗ после длительного производства совместно с фирмой Siemens ГТУ типа V94.2 приобрел лицензию на изготовление этих ГТУ, маркированных как ГТЭ-160. Экономичность этой ГТУ, как видно из рис. 7.16, на 3 % (абсолютных)

выше, чем у ГТЭ-150 ЛМЗ (при одинаковой начальной температуре в 1100 °C). Однако по экономичности она уступает ГТЭ-110, так как последняя имеет существенно большую начальную температуру. Вместе с тем уходящие газы ГТУ V94.2 имеют 538 °C (а не 517 °C, как у ГТЭ-110), что делает ее более привлекательной для использования в составе ПГУ, чем ГТЭ-110.

Из рис. 7.16 можно четко заключить, что по уровню освоения начальных температур, который является ключевым в создании современных ГТУ, российское газотурбостроение отстает на 10—12 лет. Определенные надежды на достижение современного уровня связаны с созданием ГТЭ-180 (совместно ЛМЗ и авиационное предприятие «Авиадвигатель»). Эта ГТУ будет вполне отвечать «массовому» мировому уровню и по начальной температуре, и по температуре уходящих газов, что позволит создать высокоэкономичную ПГУ.

Дополнительное представление об уровне российского и мирового газотурбостроения дает рис. 7.23. В конце 90-х годов за рубежом создан класс машин серии FA (см. рис. 7.16) мощностью 240—270 МВт с КПД 37—38,5 %.

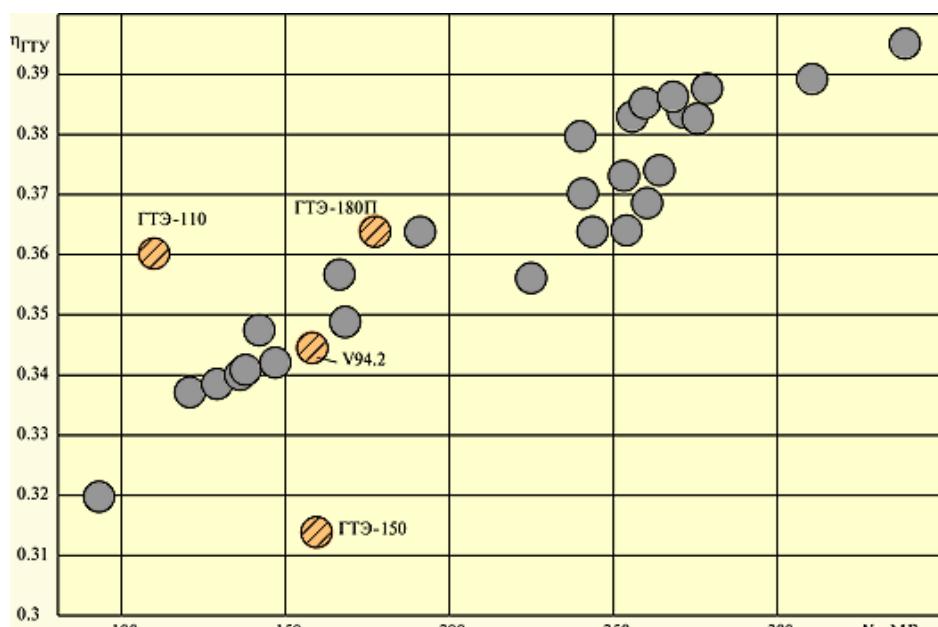


Рис. 7.23. Достигнутый уровень зарубежных и отечественных ГТУ

2.9 Исследование работы газотурбинной установки

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на следующие особенности.

Краткое описание установки и принципиальная схема

Газотурбинная установка типа ГТ-750-6 (рис. 1.) конструкции Невского машиностроительного завода им. В. И. Ленина предназначена для привода центробежного нагнетателя природного газа. Область применения установок типа ГТ-750-6—компрессорные станции магистральных газопроводов. Топливом для ГТУ служит природный газ.

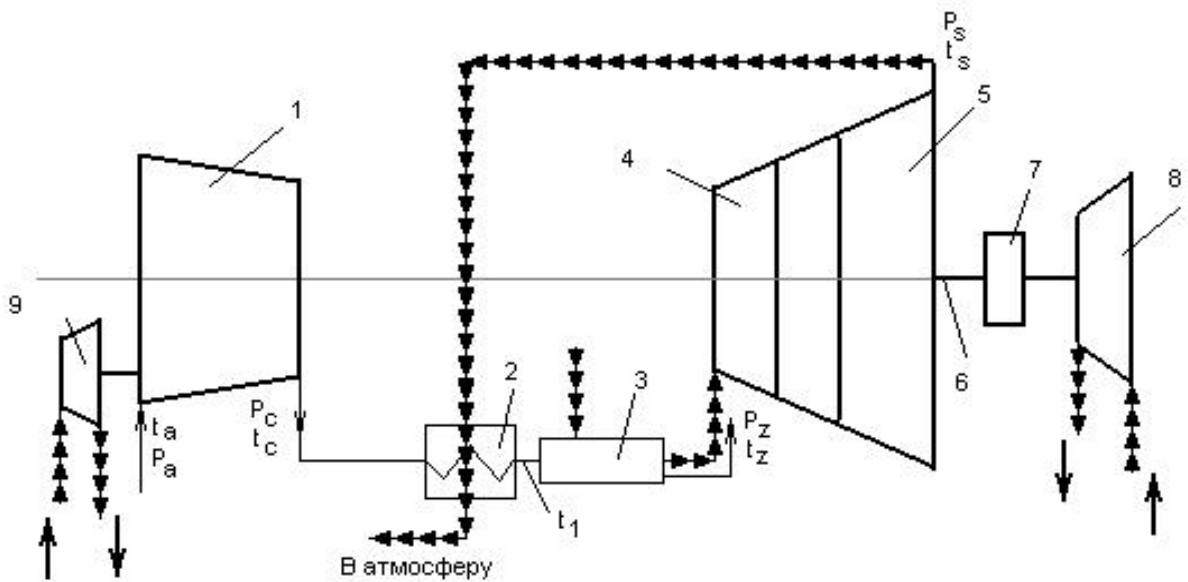


Рис. 1. Принципиальная схема газотурбинной установки ГТ-750-6.

1- осевой компрессор; 2- регенератор; 3- камера сгорания; 4- турбина высокого давления; 5- турбина низкого давления; 6- силовой вал; 7- муфта; 8- нагнетатель; 9- турбодетандер пусковой.

Установка работает по простейшему термодинамическому циклу с регенерацией теплоты уходящих газов и состоит (принципиальная схема установки - рис. 1) из газовой турбины 4, 5, осевого компрессора 1, камеры сгорания 3, регенератора 2, пускового турбодетандера 9 и систем: смазки, регулирования, защиты и автоматического управления.

Турбина и компрессор смонтированы на общей раме и могут транспортироваться одним блоком. Рама служит одновременно и маслобаком.

Турбина трехступенчатая. Первые два ряда рабочих лопаток установлены на диске ротора турбокомпрессора 4, последний ряд - на диске силового ротора - 5.

Силовой вал 6 связан муфтой 7 с ротором нагнетателя 8.

Компрессор-осевой, двенадцатиступенчатый, корпус компрессора литой, жестко соединен с корпусом турбины через корпус подшипника.

К переднему блоку компрессора крепится пусковой турбодетандер 9. Включение и выключение турбодетандера производится автоматически.

Пуск, загрузка и остановка ГТУ осуществляется автоматически.

При курсовом проектировании необходимо подробно познакомиться с конструкцией агрегата, расчет которого выполняется. Краткое описание устройства ГТУ и принципиальная схема составляются по материалам заводов-изготовителей турбин, опубликованным в атласах конструкций ГТУ и в книгах по газотурбинным установкам.

После окончания расчетов на тепловой схеме должны быть указаны основные расчетные параметры цикла.

Термодинамический расчет ГТУ

Термодинамический расчет ГТУ проводится с целью определения наивыгоднейшего соотношения абсолютных давлений цикла (наивыгоднейшее значение соотношений давлений сжатия — $C=C_{ex}$), а также для определения параметров и характеристик рабочего процесса ГТУ, соответствующих оптимальной величине C . Исходными материалами термодинамического расчета служат данные задания на курсовое или дипломное проектирование.

Принятые предпосылки термодинамического расчета

а) Все расчеты ведутся по удельным величинам, отнесённым к одному килограмму сухого воздуха, поступившего на сжатие в компрессор ГТУ и на 1 кг продуктов сгорания (расчет проточной части турбины). В связи с этим, в расчеты вводятся две характеристики: приведенная молекулярная масса продуктов сгорания (μ_o) и удельный водяной эквивалент продуктов сгорания топлива C_p^o

Приведенная молекулярная масса продуктов сгорания есть отношение массы сухого воздуха (M_A) к количеству молей продуктов сгорания (\bar{M}). Удельный водяной эквивалент продуктов сгорания C_p^o есть величина отношения водяного эквивалента продуктов сгорания ($M C_p$) к расходу сухого воздуха (M_A).

б) Для получения значений (μ_o и C_p^o) необходимо выполнить подробные расчеты характеристик топлива.

в) Для нахождения оптимального соотношения давлений сжатия в цикле следует выполнить вариантные расчеты при различных значениях С. Для регенеративных схем необходимо принять следующие значения С=3, 4, 5, 6, 7; для безрегенеративных схем С =3, 4, 5, 6, 7,.. 8 и т. д. до получения явно выраженного оптимума $\eta_e = f(C)$, причем чем больше мощность установки, тем больше значение относительного соотношения С.

г) Отыскание оптимального значения С осуществляется графически, путем построения зависимости $\eta_e = f(C)$.

Результаты термодинамического расчета

В дальнейшем все расчеты иллюстрируются на примере расчета газотурбинной установки ГТ-750-6 НЗЛ, исходные данные приняты в соответствии с заданием.

1. Молярный (объемный) состав топливного газа.

В качестве топливного газа, в соответствии с заданием, принимается ставропольский природный газ.

Исходные данные по молярному составу газа в процентах берутся из справочной литературы табл. 1.

Таблица 1

r_{CH_4}	$r_{C_2H_6}$	$r_{C_3H_8}$	$r_{C_mH_m}$	r_{CO_2}	r_{H_2S}	r_{N_2}
98,0	0,4	0,2	—	0,1	—	

2. Молекулярная масса газа:

$$\mu_m = \frac{1}{100} \sum r_i \mu_i = \frac{98,0}{100} \cdot 16,042 + \frac{0,4}{100} \cdot 30,070 + \frac{0,2}{100} \cdot 44,094 + \frac{0,1}{100} \cdot 44,01 + \frac{1,3}{100} \cdot 28,0 = 16,34$$

где μ_i — молекулярная масса компонентов газообразного топлива.

3. Элементарный массовый состав топлива в процентах:

$$C^p = \frac{1201}{\mu_m} (r_{CH_4} + 2r_{C_2H_6} + 3r_{C_3H_8} + mr_{C_mH_m} + r_{CO_2}) = \frac{1201}{1634} (980 + 2 \cdot 0,4 + 3 \cdot 0,2 + 0,1) = 73,2\%$$

$$H^p = \frac{1,008}{\mu_m} (4r_{CH_4} + 6r_{C_2H_6} + 8r_{C_3H_8} + nr_{C_mH_m} + 2r_{CO_2}) = \frac{1,008}{1634} (4 \cdot 980 + 6 \cdot 0,4 + 8 \cdot 0,2) = 24,4\%$$

$$S^p = \frac{32,06}{\mu_m} r_{H_2S} = 0$$

$$N^p = \frac{28,016}{\mu_m} r_{N_2} = \frac{28,016}{16,34} \cdot 1,3 = 2,2\%$$

$$O^p = \frac{32}{\mu_m} r_{CO_2} = \frac{32}{16,34} \cdot 0,1 = 0,2\%$$

Итого:	100%
--------	------

4. Характеристика элементарного состава топлива:

$$E = \frac{12,01H^p - 0,126O^p}{4,032C + 0,3755S^p} = \frac{12,01 \cdot 24,4 - 0,126 \cdot 0,2}{4,032 \cdot 73,2 + 0,375 \cdot 0} = 0,993$$

5. Теоретически необходимый расход сухого воздуха в кг на 1 кг топлива:

$$L_0 = 0,1151(1+E)(C^p + 0,375S^p) = \\ = 0,1151(1+0,993)(73,2 + 0,375*0) = 16,79 \text{ кг/кг.}$$

6. Теплота сгорания газообразного топлива (приложение I, табл. 3)

$$\bar{Q}_{H_p} = \frac{\sum r_i \bar{Q}_i}{100} = \frac{98 * 802894,9 + 0,4 * 1428863,5 + 0,2 * 2045000}{100} = 796643,74 \text{ кДж/кг*моль}$$

$$Q_{H_p} = \frac{\bar{Q}_{H_p}}{\mu_m} = \frac{796643,74}{16,34} = 48754 \text{ кДж/кг}$$

где \bar{Q}_{H_p} и Q_{H_p} — низшая молярная теплота сгорания в кДж/моль и низшая теплота сгорания в кДж/кг; r_i — молярные концентрации компонентов в %; μ_m — средняя молекулярная масса газообразного топлива; \bar{Q}_i и Q_i — низшая теплота сгорания компонентов в кДж/кмоль и в кДж/кг (прил. I, табл.3).

7. Характеристика Вельтера-Бертье-Коновалова:

$$\lambda^p = \frac{L_0}{Q_{H_p}} = \frac{16,79}{48,75 * 10^3} = 0,344 \cdot 10^{-3} \text{ кг / кДж}$$

8. Приведенная молекулярная масса влажного воздуха

$$\frac{1}{\mu_x} = \frac{1}{\mu_A} + \psi x_s \frac{1}{\mu_{H_2O}} = \frac{1}{28,966} + 0,6 \cdot 0,0115 \frac{1}{18,016} = 0,034906,$$

$$\mu_x = \frac{1}{0,034906} = 28,65$$

где ψ — расчетное значение относительной влажности воздуха (принятое расчетное значение $\psi = 0,6$);

x_s — содержание влаги в воздухе при полном насыщении при $t=t_a = +15^\circ\text{C}$, $P_{\text{нар}}=740$ мм рт. ст. (приложение I, табл 4).

9. Начальное значение приведенного водяного эквивалента влажного воздуха ($t=t_a = +15^\circ\text{C}$)

$$C_{p1x} = C_{pA} + \psi x_s C_{pH_2O} = 1,005 + 0,6 \cdot 0,0115 \cdot 1,863 = 1,018 \text{ кДж/кг}^\circ\text{C}$$

где C_{pA} , C_{pH_2O} — истинные теплоемкости сухого воздуха (C_{pA}) и водяного пара (C_{pH_2O}) при $t_a = +15^\circ\text{C}$. Термофизические характеристики сухого воздуха берутся из табл. 2.

Таблица 2- Теплофизические характеристики сухого воздуха

t, °C	ρ, кг/м ³	C _p , кДж/кг·°C	v, 10 ⁻⁴ м/с	Pr
-40	1,515	1,013	10,04	0,728
-20	1,395	1,009	12,79	0,716
-10	1,324	1,009	12,43	0,712
0	1,293	1,005	13,28	0,707
20	1,205	1,005	15,06	0,703
40	1,128	1,005	16,98	0,699
60	1,060	1,005	18,97	0,696
80	1,000	1,009	21,09	0,692

10. Начальное абсолютное давление сжатия:

$$P_a = P_{\text{нап}} - \Delta P_a = 0,99 - 0,001 = 0,989 \text{ МПа}$$

Удельная теплоемкость водяных паров берется из таблицы 3.

Таблица 3 Удельная теплоемкость водяных паров

t, °C	C _p , кДж/кг·°C	t, °C	C _p , кДж/кг·°C
-40	1792,0	40	2413,5
-20	1909,0	60	2577,8
0	2101,1	80	2726,6
20	2257,0		

11. Абсолютное давление в выхлопном патрубке турбины:

$$P_s = P_{\text{нап}} + \Delta P_s + \Delta P_{\varphi 1} = 0,989 + 0,0008 + 0,0032 = 0,993 \text{ МПа}$$

В дальнейшем, для удобства оформления материалов проекта все основные уравнения термодинамического расчета и результаты вычислений должны быть сведены в таблице 1 (стр 16).

В примечаниях этой таблицы даны ссылки на текст настоящих методических указаний, включая специальные таблицы и графики приложений, а также на таблицы наиболее важных промежуточных вычислений.

В пункте 2 табл. 1 (стр 16) приведены результаты предыдущего расчета

$$A\bar{R} = 8,3145 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{°C}; \mu_x = 28,65; C_{px}(T_a) = 1,018 \text{ кДж/кг} \cdot \text{°C}.$$

В пункте 3 табл. 1 (стр.16) вспомогательная показательная функция E(x_{1,c}) определяется путем интерполяции данных, приведенных в прил. II, табл. 1.

В пункте 11 табл. 1 (стр.16) предварительное значение коэффициента избытка воздуха (α₀), без учета влияния регенеративного подогрева, определяется по формуле:

$$\alpha_0 = \left(\frac{0,98\eta_{kc}}{\lambda^p(t_z - t_1)} - \Delta C'_p \right) \frac{1}{C_{pm,A} + \psi x_s C_{pm,H_2O}}$$

Целесообразно вычисление α₀ выполнять по этапам и результаты привести в таблице промежуточных вычислений (см. вспомогательную таблицу а)

Пункт 12, табл. 1 (стр.16). Вычисление приведенной молекулярной массы продуктов сгорания (μ₀) производится по формуле:

где r₀ = 0,2095 молярная концентрация кислорода в сухом воздухе.

$$\frac{1}{\mu_0} = \left(\frac{E}{1+E} r_0 \frac{1}{\alpha_0} + 1 \right) \frac{1}{\mu_a},$$

Целесообразно величину μ_0 вычислять по отдельным этапам, результаты привести в таблице промежуточных вычислений (см. вспомогательную таблицу 6).

Вспомогательная таблица 6

Величина	Размерность	Соотношение давлений сжатия				
		3	4	5	6	7
$t_{ma} = \frac{1}{2}(t_z + t_c)$	°C	422,0	462,4	476,8	490,4	502,6
$C_{pm,A}$	$\text{кДж/кг}^{\circ}\text{C}$	1,079	1,083	1,087	1,091	1,093
$C_{pm,H2O}$	$\text{кДж/кг}^{\circ}\text{C}$	2,083	2,100	2,117	2,124	2,134
$\Delta C'_p$	$\text{кДж/кг}^{\circ}\text{C}$	0,2127	0,214	0,216	0,217	0,219
$C_{pm,A} + \psi x_s C_{pm,H2O}$	$\text{кДж/кг}^{\circ}\text{C}$	1,093	1,098	1,102	1,105	1,108
$\eta_{rc} / \lambda^p (t_z - t_1)$	$\text{кДж/кг}^{\circ}\text{C}$	4,626	4,954	5,213	5,487	5,758
α_0	—	4,037	4,317	4,534	4,769	5,0
$1/\alpha_0$	—	0,2477	0,2317	0,2205	0,2097	0,2

Пункт 19, табл. 1 (стр.16). Температура за турбиной (t_s) выбирается в приближении I. При $t_z = 750-800^{\circ}\text{C}$, $t_s \leq 450 - 500^{\circ}\text{C}$ (грубое приближение независимо от C_z).

Величина C_{pm}^0 определяется по графику при $t_{ma} = 0,5(t_z + t_s)$

и переменном значении α_0 рис. 6 приложение II.

Пункт 23 табл. 1 (стр 16) . Уточненное значение коэффициента избытка воздуха определяется по формуле:

$$\alpha = \left(\frac{1000 \eta_{kc}}{\lambda^p (t_z - t_1)} - \Delta C'_p \right) \frac{1}{C_{pm,A} + \psi x_s C_{pm,H2O}},$$

где $t_1 = t_v$ — температура воздуха за регенератором.

Величины $(C_{pm,A} + \psi x_s C_{pm,H2O})$ и $(\Delta C'_p)$ определяются в зависимости от средней температуры $t_{maA} = 0,5(t_z + t_s)$ табл. 2 приложение 1 .

Конечные результаты термодинамического расчета ГТУ—удельная работа сжатия (h_{iC}) и расширения (h_{iZ}), удельная эффективная работа ГТУ (h_e) и эффективный к. п. д. ГТД (η_e) представляются графически (рис. 2) в функции соотношения граничных давлений цикла ($C = P_C / P_a$).

При курсовом проектировании рекомендуется полученное оптимальное значение C , соответствующее $\eta_e = \text{max}$, округлить до ближайшего меньшего целого значения.

Это объясняется тем, что практически ГТУ работают всегда при значениях C , меньших оптимальных расчетных значений.

При дипломном проектировании сохраняются те же принципы выбора C . Однако в ряде случаев возникает необходимость принять величину C не равную целому числу. Тогда термодинамический расчет дополняется расчетами всех параметров (табл. 1) при выбранном C .

В рассматриваемом примере оптимальное значение соотношений давлений сжатия выбрано равным $C = 5$. Все последующие расчеты ведутся из условия соотношения давлений сжатия в осевом компрессоре $C = 5$.

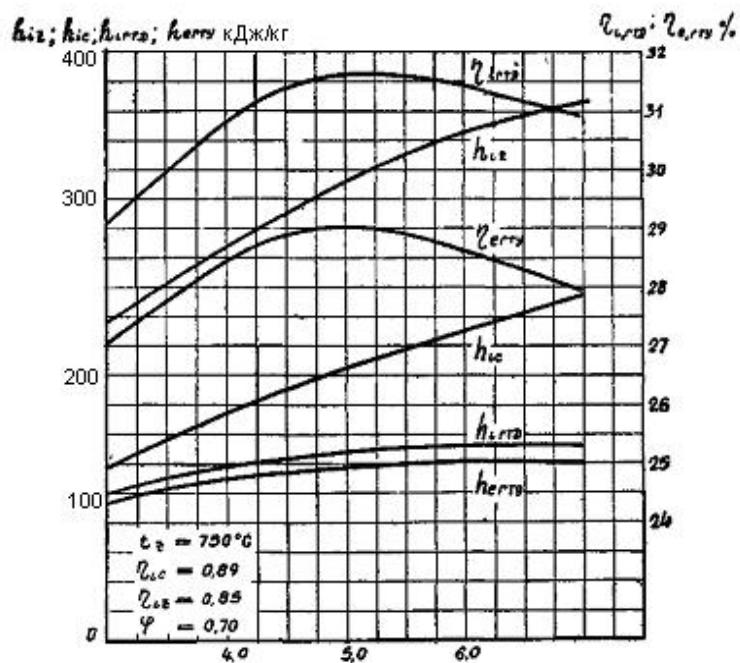


Рис. 2. Зависимость удельной работы ($h_{iz}, h_{ic}, h_{i_{em}}, h_{e_{em}}$) и коэффициентов полезного действия ($\eta_{i_{em}}, \eta_{e_{em}}$) от соотношения давления сжатия (C)

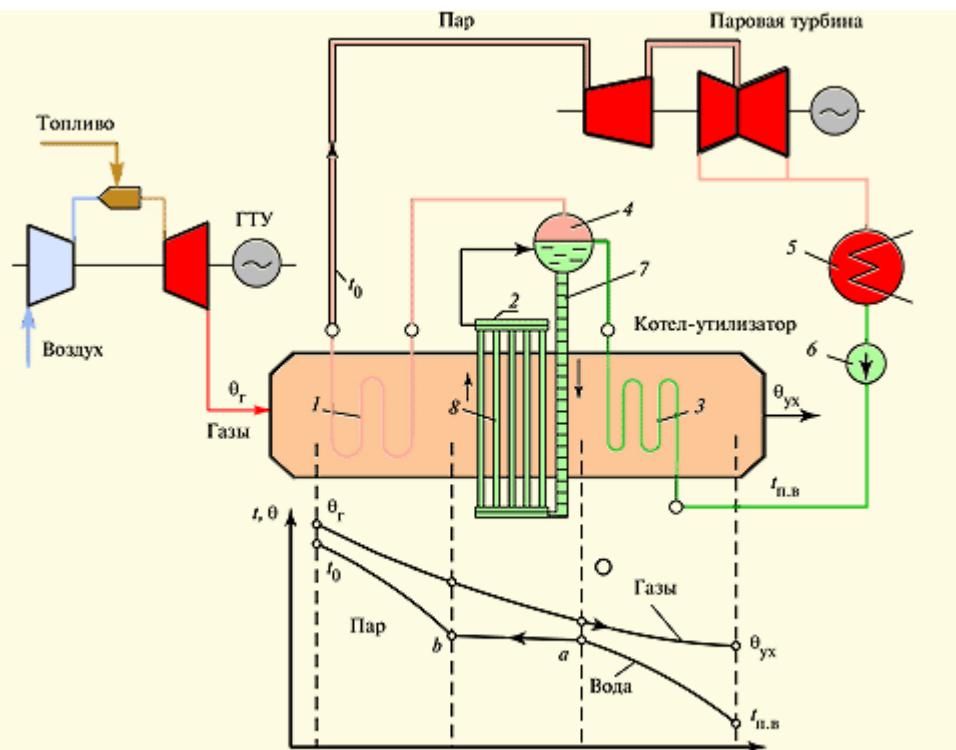
2.10 Парогазовые установки электростанций

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на следующие особенности.

1. Понятие о парогазовых энергетических технологиях и устройство простейшей ПГУ

Парогазовыми называются энергетические установки, в которых теплота уходящих газов ГТУ прямо или косвенно используется для выработки электроэнергии в паротурбинном цикле.

На рис. 8.1 показана принципиальная схема простейшей парогазовой установки так называемого *утилизационного типа*. Уходящие газы ГТУ поступают в *котел-утилизатор* — теплообменник противоточного типа, в котором за счет тепла горячих газов генерируется пар высоких параметров, направляемый в паровую турбину.



(процесс $a — b$). В точке b рабочее тело находится в виде сухого насыщенного пара. Далее в пароперегревателе происходит его перегрев до значения t_0 .

Образующийся на выходе из пароперегревателя пар направляется в паровую турбину, где, расширяясь, совершает работу. Из турбины отработанный пар поступает в конденсатор, конденсируется и с помощью питательного насоса $б$, повышающего давление питательной воды, направляется снова в котел-утилизатор.

Таким образом, принципиальное отличие паросиловой установки (ПСУ) ПГУ от обычной ПСУ ТЭС состоит только в том, что топливо в котле-утилизаторе не сжигается, а необходимая для работы ПСУ ПГУ теплота берется от уходящих газов ГТУ. Однако сразу же необходимо отметить ряд важных технических отличий ПСУ ПГУ от ПСУ ТЭС.

1. Температура уходящих газов ГТУ q_g практически однозначно определяется температурой газов перед газовой турбиной [см. соотношение (7.2)] и совершенством системы охлаждения газовой турбины. В большинстве современных ГТУ, как видно из табл. 7.2, температура уходящих газов составляет $530—580$ °С (хотя имеются отдельные ГТУ с температурой вплоть до 640 °С). По условиям надежности работы трубной системы экономайзера при работе на природном газе температура питательной воды $t_{п.в}$ на входе в котел-утилизатор не должна быть меньше 60 °С. Температура газов q_{yx} , покидающих котел-утилизатор, всегда выше, чем температура $t_{п.в}$. Реально она находится на уровне $q_{yx} \gg 100$ °С и, следовательно, КПД котла-утилизатора составит

$$\eta_{ку} = \frac{555 - 100}{555 - 15} = 0,843,$$

где для оценки принято, что температура газов на входе в котел-утилизатор равна 555 °С, а температура наружного воздуха 15 °С. При работе на газе обычный энергетический котел ТЭС (см. лекцию 2) имеет КПД на уровне 94% . Таким образом, котел-утилизатор в ПГУ имеет КПД существенно более низкий, чем КПД котла ТЭС.

2. Далее, КПД паротурбинной установки рассмотренной ПГУ существенно ниже, чем КПД ПТУ обычной ТЭС. Это связано не только с тем, что параметры пара, генерируемого котлом-утилизатором, ниже, но и с тем, что ПТУ ПГУ не имеет системы регенерации. А иметь ее она в принципе не может, так как повышение температуры $t_{п.в}$ приведет к еще большему снижению КПД котла-утилизатора.

Тем не менее, при всем этом КПД ПГУ оказывается весьма высоким. Для того чтобы убедиться в этом, рассмотрим ПГУ простой схемы (рис. 8.2), причем при рассмотрении будем принимать далеко не самые лучшие экономические показатели отдельных элементов оборудования.

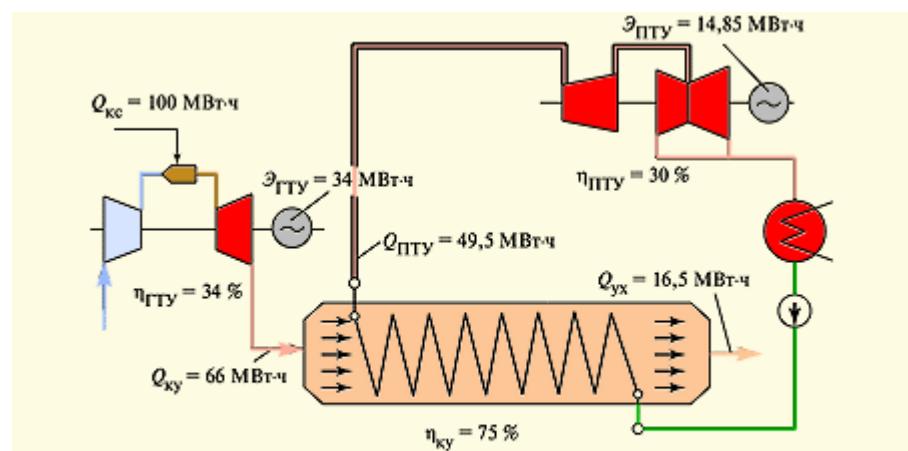


Рис. 8.2. Превращения теплоты в работу в простейшей ПГУ утилизационного типа

Пусть в камере сгорания ГТУ сожжено некоторое количество газа, из которого получено $Q_{\text{кс}} = 100 \text{ МВт}\cdot\text{ч}$ теплоты. Допустим, что КПД ГТУ составляет 34 %. Это означает, что в ГТУ будет получено $\dot{E}_{\text{ГТУ}} = 34 \text{ МВт}\cdot\text{ч}$ электроэнергии. Количество теплоты

поступает в котел-утилизатор. Пусть его КПД равен $h_{\text{ку}} = 75 \%$. Тогда в дымовую трубу из котла уйдет количество тепла $Q_{\text{ПГУ}} = Q_{\text{ку}} - Q_{\text{ух}} = 49,5 \text{ МВт}\cdot\text{ч}$ поступает в паротурбинную установку для преобразования в электроэнергию. Пусть ее КПД всего лишь $h_{\text{ПГУ}} = 0,3$; тогда электrogенератор паровой турбины выработает электроэнергии. Всего ПГУ выработает электроэнергии и, следовательно, КПД ПГУ $h_{\text{ПГУ}} = \dot{E}/Q_{\text{кс}} = 0,4885$, т.е. около 49 %.

Приведенные рассуждения позволяют получить простую формулу для определения КПД ПГУ утилизационного типа:

Эта формула сразу же объясняет, почему ПГУ стали строиться лишь в последние 20 лет. Действительно, если к примеру взять ГТУ типа ГТ-100-3М, то ее КПД $h_{\text{ГТУ}} = 28,5 \%$, а температура за ГТУ $q_{\text{Г}} = 398 \text{ }^{\circ}\text{C}$. При такой температуре газов в котле-утилизаторе можно сгенерировать пар с температурой около $370 \text{ }^{\circ}\text{C}$, и КПД паротурбинной установки будет составлять примерно 14 %. Тогда при $h_{\text{ку}} = 0,75$ КПД ПГУ составит и целесообразнее построить обычный паротурбинный энергоблок СКД с большей экономичностью. С троительство ПГУ стало экономически оправданным лишь после создания высокотемпературных ГТУ, которые не только обеспечили ее высокий КПД, но и создали условия для реализации паротурбинного цикла высокой экономичности.

Представление об устройстве электростанции с ПГУ дает рис. 8.3, на котором изображена ТЭС с тремя энергоблоками. Каждый энергоблок состоит из двух рядом стоящих ГТУ 4 типа V94.2 фирмы Siemens, каждая из которых свои уходящие газы высокой температуры направляет в свой котел-утилизатор 8. Пар, генерируемый этими котлами, направляется в одну паровую турбину 10 с электрогенератором 9 и конденсатором, расположенным в конденсационном помещении под турбиной. Каждый такой энергоблок имеет суммарную мощность 450 МВт (каждая ГТУ и паровая турбина имеют мощность примерно 150 МВт). Между выходным диффузором 5 и котлом-утилизатором 8 устанавливают байпасную (обводную) дымовую трубу 12 и газоплотный шибер 6. Шибер позволяет отсечь котел-утилизатор 8 от газов ГТУ и направить их через байпасную трубу в атмосферу. Такая необходимость может возникнуть при неполадках в паротурбинной части энергоблока (в турбине, котле-утилизаторе, генераторе и т.д.), когда ее требуется отключить. В этом случае мощность энергоблока будет обеспечиваться только ГТУ, т.е. энергоблок может нести нагрузку в 300 МВт (хотя и со сниженной экономичностью). Байпасная труба весьма помогает и при пусках энергоблока: с помощью шибера котел-утилизатор отсекается от газов ГТУ, и последние выводятся на полную мощность в считанные минуты. Затем можно медленно, в соответствии с инструкцией, ввести в работу котел-утилизатор и паровую турбину.

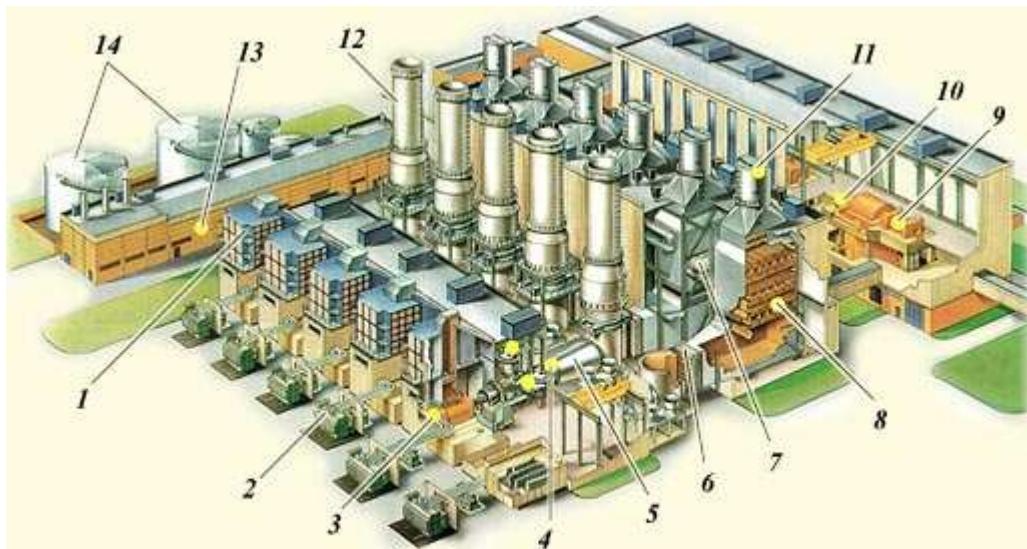


Рис. 8.3. Устройство электростанции с ПГУ (проспект фирмы Siemens)

При нормальной работе шибер, наоборот, не пропускает горячие газы ГТУ в байпасную трубу, а направляет их в котел-утилизатор.

Газоплотный шибер имеет большую площадь, представляет собой сложное техническое устройство, главным требованием к которому является высокая плотность, поскольку каждый 1 % потерянного тепла через неплотности означает снижение экономичности энергоблока примерно на 0,3 %. Поэтому иногда отказываются от установки байпасной трубы, хотя это существенно усложняет эксплуатацию.

Между котлами-утилизаторами энергоблока устанавливают один деаэратор, который принимает конденсат для деаэрации из конденсатора паровой турбины и раздает его на два котла-утилизатора.

2. Классификация ПГУ, их типы, преимущества и недостатки

Выше рассмотрена ПГУ самого простого и самого распространенного типа — утилизационного. Однако многообразие ПГУ столь велико, что нет возможности рассмотреть их в полном объеме. Поэтому ниже рассмотрим основные типы ПГУ, интересные для нас либо с принципиальной, либо с практической точки зрения. Одновременно попытаемся выполнить их классификацию, которая, как и всякая классификация, будет условной.

По назначению ПГУ подразделяют на конденсационные и теплофикационные. Первые из них вырабатывают только электроэнергию, вторые — служат и для нагрева сетевой воды в подогревателях, подключаемых к паровой турбине.

По количеству рабочих тел, используемых в ПГУ, их делят на бинарные и монарные. В бинарных установках рабочие тела газотурбинного цикла (воздух и продукты горения топлива) и паротурбинной установки (вода и водяной пар) разделены. В монарных установках рабочим телом турбины является смесь продуктов сгорания и водяного пара.

Схема монарной ПГУ показана на рис. 8.4. Выходные газы ГТУ направляются в котел-утилизатор, в который подается вода питательным насосом 5. Получаемый на выходе пар поступает в камеру сгорания 2, смешивается с продуктами сгорания и образующаяся однородная смесь направляется в газовую (правильнее сказать — в парогазовую турбину 3. Смысл этого понятен: часть воздуха, идущего из воздушного компрессора и служащая для уменьшения температуры рабочих газов до допустимой по условиям прочности деталей газовой турбины, замещается паром, на повышение давления которого питательным насосом в состоянии воды затрачивается меньше

энергии, чем на повышение давления воздуха в компрессоре. Вместе с тем, поскольку газопаровая смесь покидает котел-утилизатор в виде пара, то тепло конденсации водяного пара, полученное им в котле и составляющее значительную величину, уходит в дымовую трубу.

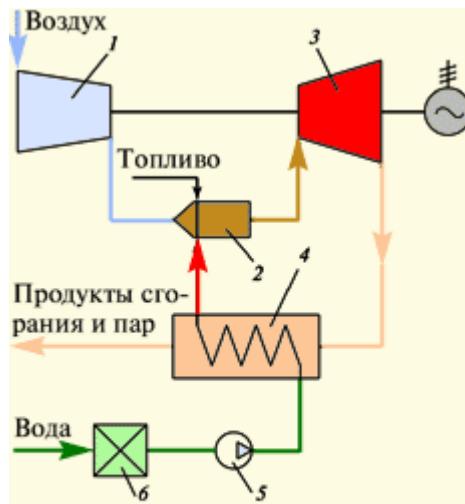


Рис. 8.4. Принципиальная схема монарной ПГУ

Техническая трудность организации конденсации пара из парогазовой смеси и связанная с этим необходимость постоянной работы мощной водоподготовительной установки является главным недостатком ПГУ монарного типа.

За рубежом описанная монарная установка получила название STIG (от Steam Injected Gas Turbine). Их строят в основном фирма General Electric в комбинации с ГТУ сравнительно малой мощности. В табл. 8.1 приведены данные фирмы General Electric, иллюстрирующие увеличение мощности и КПД двигателей при использовании впрыска пара.

Таблица 8.1 Изменение мощности и экономичности при вводе пара в камеру сгорания монарной ПГУ

Модуль ГТУ	Мощность двигателя без ввода пара, МВт	Мощность двигателя при вводе пара, МВт	КПД двигателя без ввода пара, %	КПД двигателя при вводе пара, %
LM 1600	13,0	16,7	34	40
LM 2500	22,2	26,5	35	39
LM 5000	33,1	51,9	36	43

Видно, что при впрыске пара и мощность, и КПД растут.

Отмеченные выше недостатки не привели к широкому распространению монарных ПГУ, по крайней мере, для целей производства электроэнергии на мощных ТЭС.

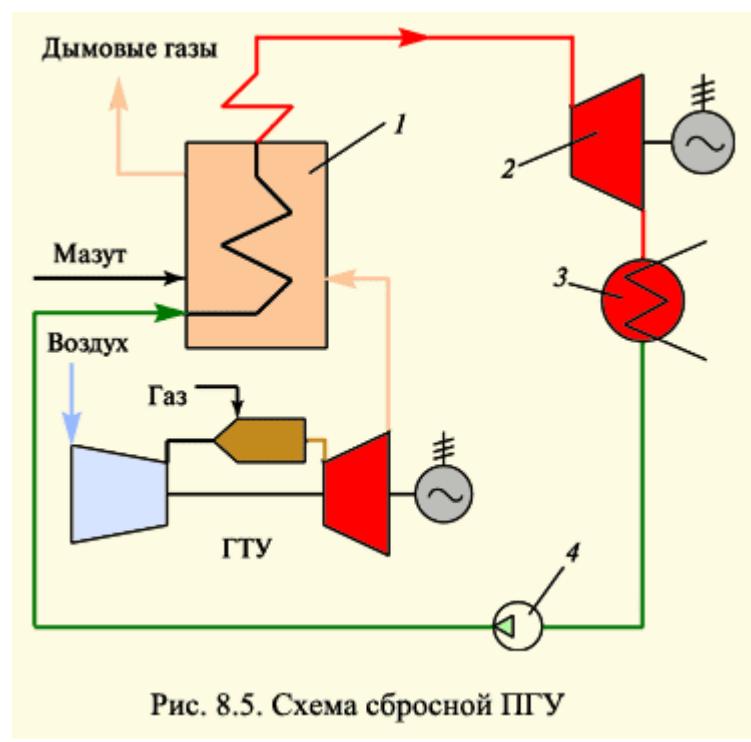
На Южно-турбинном заводе (г. Николаев, Украина) построена демонстрационная монарная ПГУ мощностью 16 МВт.

Большинство ПГУ относится к ПГУ бинарного типа. Существующие бинарные ПГУ можно разделить на пять типов:

Утилизационные ПГУ. В этих установках тепло уходящих газов ГТУ утилизируется в котлах-утилизаторах с получением пара высоких параметров,

используемого в паротурбинном цикле. Главными преимуществами утилизационных ПГУ по сравнению с ПТУ являются высокая экономичность (в ближайшие годы их КПД превысит 60 %), существенно меньшие капиталовложения, меньшая потребность в охлаждающей воде, малые вредные выбросы, высокая маневренность. Как показано выше, утилизационные ПГУ требуют высокоэкономичных высокотемпературных газовых турбин с высокой температурой уходящих газов для генерирования пара высоких параметров для паротурбинной установки (ПТУ). Современные ГТУ, отвечающие этим требованиям, пока могут работать либо на природном газе, либо на легких сортах жидкого топлива.

ПГУ со сбросом выходных газов ГТУ в энергетический котел. Часто такие ПГУ называют кратко «*сбросными*», или ПГУ с *низконапорным парогенератором* (рис. 8.5). В них тепло уходящих газов ГТУ, содержащих достаточное количество кислорода, направляется в энергетический котел, замещая в нем воздух, подаваемый дутьевыми вентиляторами котла из атмосферы. При этом отпадает необходимость в воздухоподогревателе котла, так как уходящие газы ГТУ имеют высокую температуру. Главным преимуществом сбросной схемы является возможность использования в паротурбинном цикле недорогих энергетических твердых топлив.



В сбросной ПГУ топливо направляется не только в камеру сгорания ГТУ, но и в энергетический котел (рис. 8.5), причем ГТУ работает на легком топливе (газ или дизельное топливо), а энергетический котел — на любом топливе. В сбросной ПГУ реализуется два термодинамических цикла. Теплота, поступившая в камеру сгорания ГТУ вместе с топливом, преобразуется в электроэнергию так же, как и в утилизационной ПГУ, т.е. с КПД на уровне 50 %, а теплота, поступившая в энергетический котел — как в обычном паротурбинном цикле, т.е. с КПД на уровне 40 %. Однако достаточно высокое содержание кислорода в уходящих газах ГТУ, а также необходимость иметь за энергетическим котлом малый коэффициент избытка воздуха приводят к тому, что доля мощности паротурбинного цикла составляет примерно 2/3, а доля мощности ГТУ — 1/3 (в отличие от утилизационной ПГУ, где это соотношение обратное). Поэтому КПД сбросной ПГУ составляет примерно т.е. существенно меньше, чем у утилизационной ПГУ. Ориентировочно можно считать, что в сравнении с обычным паротурбинным

циклом экономия топлива при использовании сбросной ПГУ примерно вдвое меньше, чем экономия топлива в утилизационной ПГУ.

Кроме того, схема сбросной ПГУ оказывается очень сложной, так как необходимо обеспечить автономную работу паротурбинной части (при выходе из строя ГТУ), а поскольку воздухоподогреватель в кotle отсутствует (ведь в энергетический котел при работе ПГУ поступают горячие газы из ГТУ), то необходима установка специальных калориферов, нагревающих воздух перед подачей его в энергетический котел.

В быв. СССР на Молдавской ГРЭС были построены две ПГУ сбросного типа мощностью 250 МВт, данные по которым приведены в табл. 8.2. Из табл. 8.2 видно, что КПД этих ПГУ на несколько процентов меньше, чем КПД обычных энергоблоков СКД (на 23,5 МПа, 540 °C/540 °C), поэтому строить такие ПГУ нет смысла. Низкая экономичность ПГУ Молдавской ГРЭС объясняется также малой экономичностью ГТУ (из-за очень малой начальной температуры) и малой мощности ГТУ по сравнению с мощностью паровой турбины (менее 15 %).

В 1997 г. на ТЭЦ-22 Ленэнерго (Южная ТЭЦ, Санкт-Петербург) выполнена реконструкция теплофикационного энергоблока с турбиной Т-250-23,5 ТМЗ путем ее надстройки ГТУ GT-8 фирмы ABB (мощность 47,1 МВт, КПД 31,6 %, степень сжатия 16,3, температура уходящих газов ГТУ 523 °C). Судя по публикациям, опыт реконструкции оказался не вполне удачным.

Таблица 8.2 Характеристики ПГУ, построенных в 1970—1980 гг. в СССР

Показатель	Тип ПГУ, дата ввода, номер энергоблока			
	ПГУ-200 (Невинномысская ГРЭС)	ПГУ-250 (Молдавская ГРЭС)		
1972	1980	1982		
	Энергоблок № 1	Энергоблок № 2		
ПГУ с ВПГ	Сбросная ПГУ			
Расчетная мощность ПГУ, МВт	200	250		
Расчетный электрический КПД, %	36,6	37,4		
Средний эксплуатационный КПД, %	36,9	37,8	37,4	
Топливо	Природный газ	Мазут		
Паровая турбина: тип	K-160-130	K-200-130ЛМЗ 200 12,8 МПа/540 °C/540 °C		
мощность, МВт	«Турбоатом»			
начальные параметры	160 12,8 МПа/540 °C/540 °C			
Газотурбинная установка: тип	ГТ-35-770 ХТЗ			
мощность, МВт	32			
начальная температура	770 °C			
степень сжатия воздуха	6,5			
электрический КПД ГТУ	23,8 %			

Однако есть и положительный опыт. В Нидерландах реконструирован паротурбинный энергоблок мощностью 500 МВт на параметры 18,6 МПа, 540 °C/535 °C, работавший на легком жидкоком топливе или на природном газе и имевший КПД 41,3 % путем его надстройки ГТУ 13Е фирмы ABB мощностью 140 МВт, имевшей КПД 33 %.

результате получена ПГУ мощностью 600 МВт с КПД 45,86 %. Таким образом, достигнута экономия топлива в 11 %.

ПГУ с «вытеснением» регенерации. Идея такой ПГУ состоит в том, что регенеративные подогреватели отключаются от паровой турбины, а для подогрева питательной воды энергетического котла используется тепло уходящих газов ГТУ (рис. 8.6). Сэкономленный пар отборов служит для выработки дополнительной мощности в паровой турбине. При этом теплота конденсации сэкономленного пара теряется в конденсаторе, а не возвращается питательной воде. Поэтому выигрыш в экономичности возникает тогда, когда эта потеря будет меньше, чем экономия топлива за счет уменьшения потери теплоты с уходящими газами ГТУ. ПГУ с вытеснением регенерации дает наименьшую экономию топлива (около 4 %), однако она позволяет надстроить паротурбинный энергоблок с минимальными переделками.

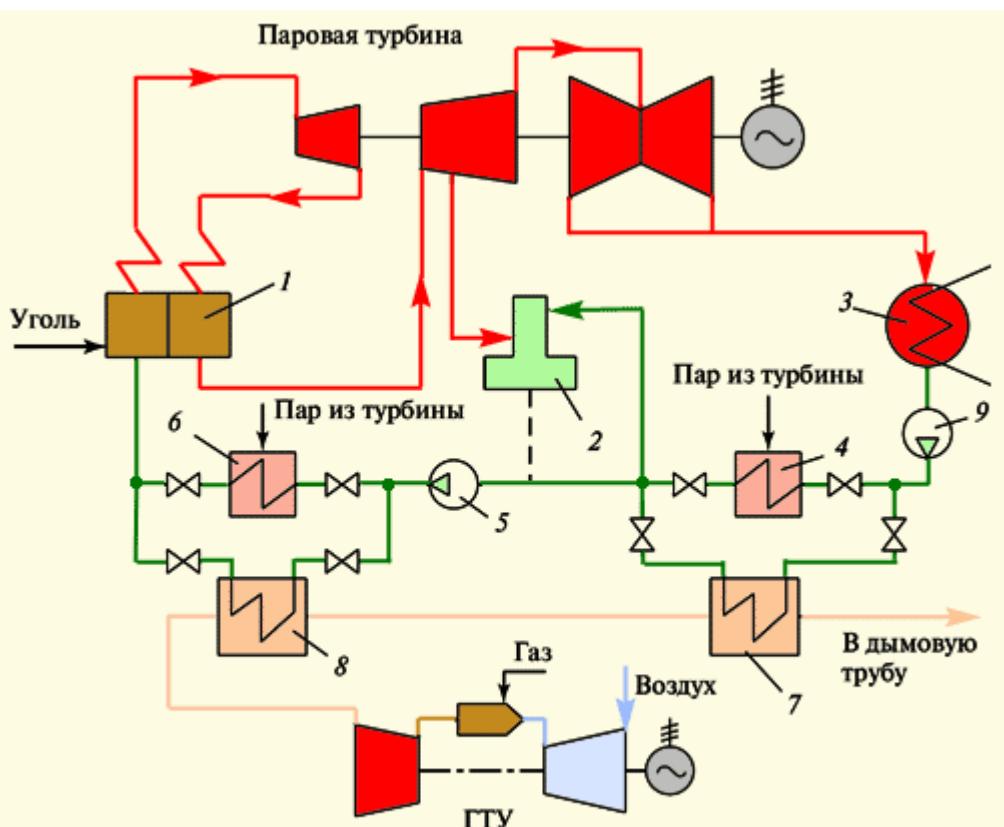


Рис. 8.6. Принципиальная схема ПГУ с вытеснением регенерации

Схема ПГУ с высоконапорным парогенератором (котлом) показана на рис. 8.7. В такой ПГУ высоконапорный парогенератор (ВПГ) играет одновременно роль и энергетического котла ПТУ и камеры сгорания ГТУ. Для этого в нем поддерживается высокое давление, создаваемое компрессором ГТУ. Для повышения экономичности перед ВПГ устанавливается газовый подогреватель конденсата ГПК, уменьшающий температуру уходящих газов ГТУ.

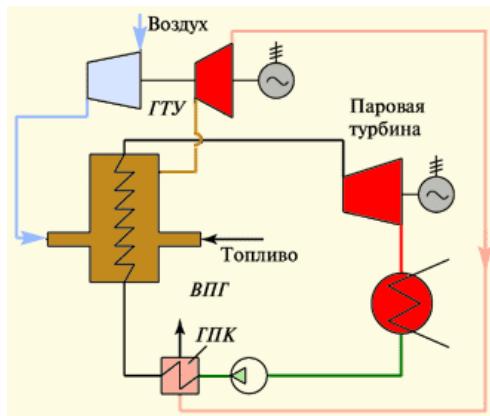


Рис. 8.7. Схема ПГУ с высоконапорным парогенератором

Экономия топлива в такой установке также зависит от соотношения мощностей ГТУ и ПТУ и находится на таком же уровне, как и у сбросных ПГУ. В России на Невинномысской ГРЭС построена одна ПГУ с ВПГ мощностью 200 МВт (см. табл. 8.2), обеспечивающая экономичность на уровне 36,9 %. Сейчас она маркируется как ПГУ-170 с паровой турбиной К-145-130 и ГТУ ГТ-25-710. В 1998 г. она имела коэффициент использования установленной мощности 65 % при удельном расходе условного топлива 352,4 г/(кВт·ч), т.е. при КПД 34,7 %.

Серьезную проблему для ПГУ с ВПГ представляет износ проточной части газовой турбины под действием продуктов коррозии внутренней части парогенератора.

3. Парогазовые установки утилизационного типа

Эти установки являются преобладающими благодаря своей простоте и высокой экономичности. Они так же, как и ПГУ вообще, обладают большим разнообразием.

В пункте 1 рассмотрена так называемая *одноконтурная утилизационная ПГУ* (см. рис. 8.1). Через поверхности нагрева котла-утилизатора (экономайзер, испаритель, пароперегреватель) такой ПГУ проходит одинаковое количество рабочего тела (воды и пара). При этом обнаруживается его серьезный недостаток, связанный с необходимостью удовлетворения двух противоречивых требований. С одной стороны, КУ должен генерировать пар высоких параметров, в первую очередь высокой температуры, для того чтобы обеспечить высокую экономичность ПТУ. Но запас тепловой энергии, содержащийся в выходных газах ГТУ, может обеспечить эти параметры при малых расходах *питательной воды*. Но тогда этот расход не может охладить газы, поступающие в котел, до низкой температуры, и поэтому уменьшается КПД котла-утилизатора (который и без того невысок).

С другой стороны, пропуск большого количества питательной воды хотя и обеспечивает низкую температуру уходящих газов котла и его высокую экономичность, не позволяет получить высокие параметры пара за ним, что приводит к снижению КПД ПТУ. Отсюда возникает идея: необходимо через «хвостовые» поверхности котла (по газу) пропускать большое количество воды, а через входные — малое. Так рождается идея *двухконтурного котла-утилизатора*, схема которого в составе *двухконтурной ПГУ* показана на рис. 8.8.

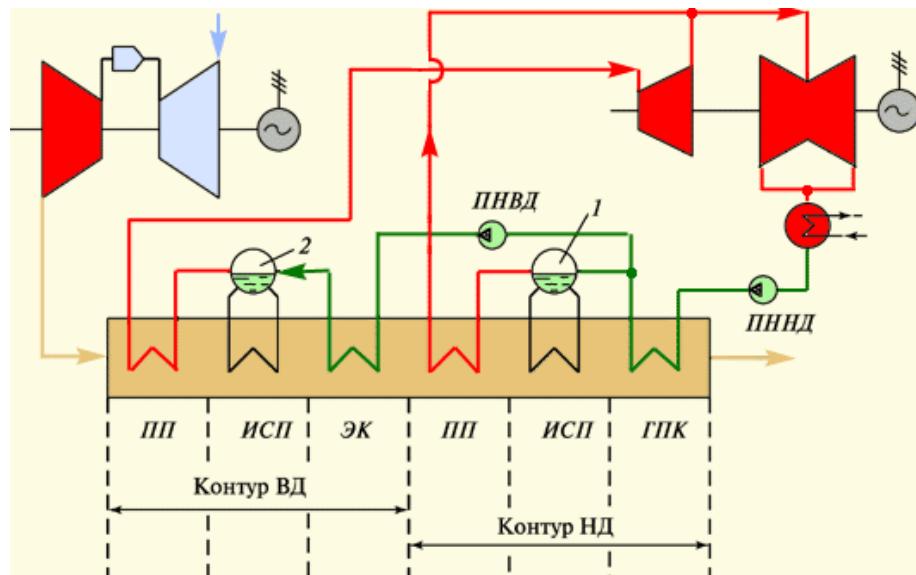


Рис. 8.8. Схема двухконтурной утилизационной ПГУ

Конденсат из конденсатора паровой турбины питательным насосом низкого давления *ПННД* подается в экономайзер контура низкого давления, который обычно называют *газовым подогревателем конденсата ГПК*. Часть конденсата (25—30 %), нагретого в *ГПК* почти до температуры кипения, подается в барабан низкого давления *1*, где он испаряется. Сухой насыщенный пар поступает в пароперегреватель *ПП* контура низкого давления и из него направляется в *ЦНД* паровой турбины. Большая часть питательной воды сжимается питательным насосом высокого давления *ПНВД* и подается в контур высокого давления, состоящий из экономайзера *ЭК*, испарителя *ИСП* и пароперегревателя *ПП*. Полученный пар высокого давления направляется в *ЦВД* паровой турбины. Пройдя *ЦВД*, он смешивается с паром из контура низкого давления, и суммарный расход пара поступает в *ЦНД*.

По описанной двухконтурной схеме выполняется подавляющее число утилизационных ПГУ, обеспечивающих КПД в 50—52 %.

Самые современные ПГУ выполняются *трехконтурными*. Увеличение числа контуров более трех нецелесообразно, так как выигрыш в экономичности не окупается ростом капиталовложений.

И двухконтурная, и трехконтурная ПГУ могут быть выполнены без промежуточного перегрева и с промежуточным перегревом пара в котле-утилизаторе, однако, как правило, промежуточный перегрев используют в трехконтурных ПГУ. Как и в традиционных ПТУ, главная цель промежуточного перегрева в ПГУ — обеспечить допустимую влажность в последних ступенях паровой турбины. При правильном выборе давления в промежуточном пароперегревателе повышается и экономичность ПГУ.

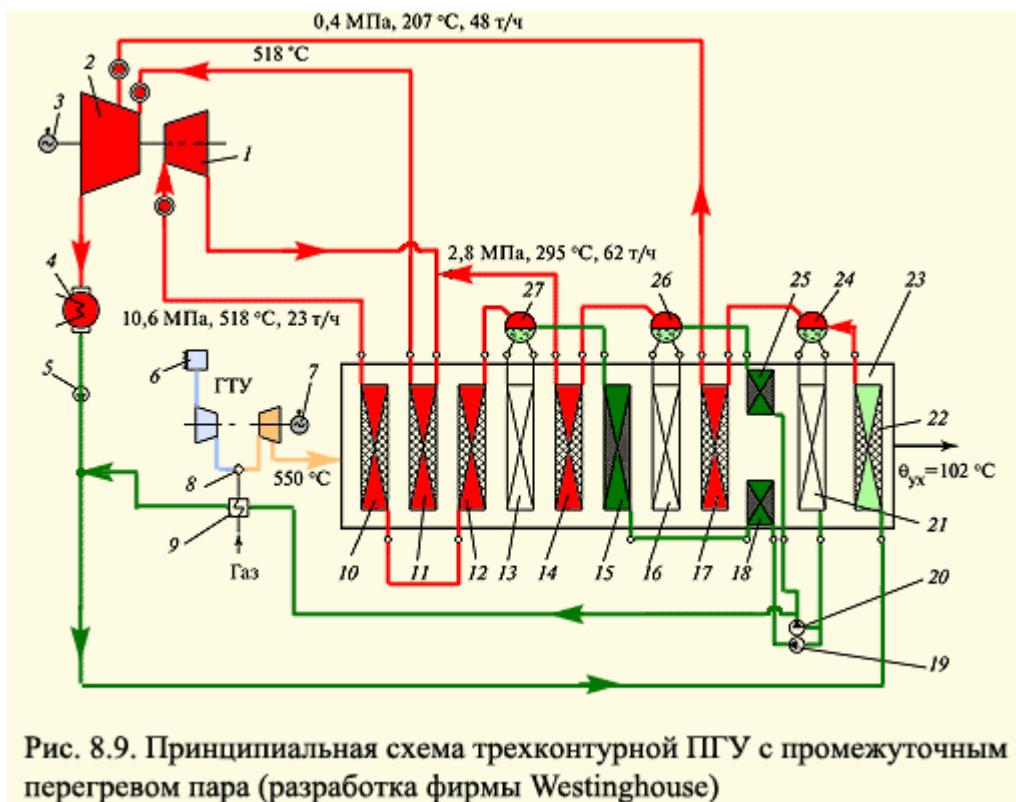


Рис. 8.9. Принципиальная схема трехконтурной ПГУ с промежуточным перегревом пара (разработка фирмы Westinghouse)

На рис. 8.9 показана схема *трехконтурной ПГУ* с промежуточным перегревом пара с указанием основных параметров. Она выполнена на базе современной ГТУ типа 70IF фирмы Westinghouse (США) с начальной температурой 1260 °C и температурой уходящих газов 550 °C. ГТУ развивает мощность 234,2 МВт при КПД 36,6 %. Уходящие газы ГТУ поступают в трехконтурный котел-utiлизатор 23 и, двигаясь к выходу, отдают свое тепло рабочему телу, поступающему из конденсатора 4 паровой турбины. В результате температура уходящих газов за котлом составляет 102 °C, а его КПД

Внутри котла-utiлизатора размещены поверхности нагрева в виде отдельных пакетов, причем их чередование согласуется с уменьшающейся температурой греющих газов; это обеспечивает максимальную передачу тепла от газов к рабочему телу.

Проследим процесс генерации пара в котле-utiлизаторе. Питательный насос низкого давления 5 создает давление в барабане контура низкого давления 24 и соответственно на выходе из контура (перед входом в середину ЦНД 2 паровой турбины). Конденсат в количестве 349 т/ч подается в ГПК 22, нагревается в нем и поступает в барабан низкого давления 24. Этот барабан одновременно является деаэратором и подготовленная в нем деаэрированная питательная вода обеспечивает питание всех контуров котла.

Часть питательной воды в количестве 48 т/ч, т.е. примерно 14 % испаряется в испарителе низкого давления 21, перегревается в пароперегревателе 17 и затем с параметрами 0,4 МПа и 207 °C поступает в ЦНД 2 паровой турбины. Остальная питательная вода поступает к питательному насосу среднего давления 20 и питательному насосу высокого давления 19.

На выходе из насоса 20 поток воды разделяется. Часть его направляется в нагреватель газа 9, в котором он нагревает (ведь вода имеет температуру 207 °C) природный газ, поступающий в камеру сгорания ГТУ. Охладившаяся вода, имеющая достаточную температуру, поступает на смешение с конденсатом, подаваемым насосом 5, и затем снова возвращается в ГПК 22 котла. Создание такой петли рециркуляции с нагревом топливного газа позволяет увеличить расход воды через ГПК и глубже охладить уходящие газы котла-utiлизатора. В целом это приводит к экономии топлива

ПГУ на 0,4—0,5 %. Другая часть питательной воды насосом 20 подается в экономайзер 25, из него — в барабан контура среднего давления 26, затем в пароперегреватель 14. Таким образом, контур среднего давления генерирует пар в количестве 62 т/ч (т.е. примерно 18 %) с параметрами 2,8 МПа и 295 °С. Этот пар направляется не в паровую турбину, а на смешение с паром, покинувшим ЦВД паровой турбины 1. Образовавшаяся смесь в общем, количестве 301 т/ч направляется в выходную часть 11 пароперегревателя среднего давления, и из него с температурой 518 °С пар поступает на вход в ЦНД паровой турбины.

Питательный насос высокого давления 19 сжимает воду, поступающую из барабана 24, примерно до 12 МПа и подает ее в последовательно расположенные поверхности 18 и 15 экономайзера контура высокого давления. Из него вода поступает в барабан контура высокого давления 27, испаряется в нем и поступает в пароперегреватель высокого давления, образованный поверхностями 12 и 10. В результате свежий пар в количестве 239 т/ч с параметрами 10,6 МПа и 518 °С покидает контур высокого давления котла и направляется в ПВД паровой турбины 1.

Таким образом, в паровую турбину поступает три потока пара: свежий пар в количестве 239 т/ч с параметрами, указанными выше, вторично перегретый пар в количестве 301 т/ч с параметрами примерно 2,5 МПа и 518 °С и пар низкого давления в количестве 48 т/ч с параметрами 0,4 МПа и 207 °С. Эти три потока пара обеспечивают мощность паровой турбины в 140 МВт.

В итоге рассмотренная трехконтурная ПГУ с промежуточным перегревом пара развивает мощность 374 МВт и имеет КПД 54 %.

Выше отмечалось, что в утилизационной ПГУ в паротурбинном цикле, включающем котел-утилизатор и ПТУ (паровая турбина + конденсатор), вырабатывается только 1/3 мощности. Это однако не означает, что паротурбинный контур менее значим для ПГУ, чем газотурбинный. Ведь сама по себе ГТУ, даже с КПД 40 %, не выдерживает конкуренции с обычной ТЭС, и именно в паротурбинном контуре создается тот добавок в экономичности, который существенно повышает конкурентоспособность ПГУ. Отсюда и следуют все усложнения котла-утилизатора и стремление повысить начальные параметры пара и снизить давление в конденсаторе паровой турбины. На рис. 8.10 по данным фирмы Siemens показано влияние этих факторов на изменение экономичности ПГУ. Для всех сравниваемых вариантов принята одна и та же ГТУ, на выходе которой температура газов составляет 582 °С, а давление в конденсаторе 4 кПа. В качестве базового варианта для сравнения принята (столбец 2 на рис. 8.10) двухконтурная ПГУ с паровой турбиной, имеющей начальные параметры 8 МПа и 540 °С.

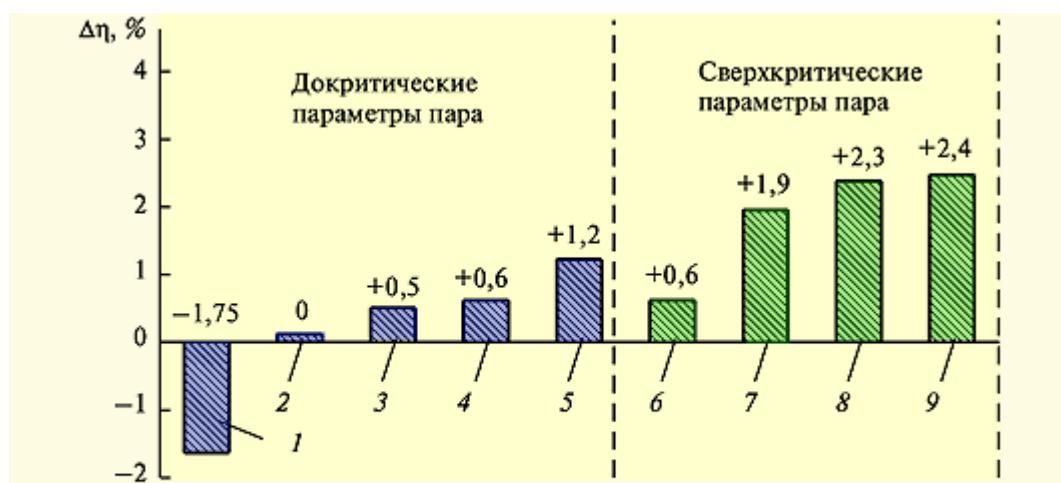


Рис. 8.10. Влияние параметров паротурбинного цикла на изменение абсолютного КПД ПГУ (по данным фирмы Siemens)

Столбцы 1—5 относятся к докритическим параметрам пара. Видно, что одноконтурная ПГУ без промежуточного перегрева имеет КПД на 1,75 % (абс.) меньше, чем двухконтурная. Это объясняет, почему сейчас одноконтурные ПГУ не строятся. Однако введение промежуточного перегрева даже в одноконтурной ПГУ (столбец 3) дает прирост КПД в 2,25 %. Двухконтурная ПГУ с промперегревом и трехконтурная ПГУ без него (столбцы 3 и 4) практически эквивалентны. Наибольший эффект дает использование схемы ПГУ с трехконтурным котлом-utiлизатором и промежуточным перегревом пара (столбец 5).

Существенные резервы повышения экономичности имеются в использовании сверхкритических параметров пара (см. столбцы 6—9 на рис. 8.10). Однако всегда необходимо помнить, что при этом существенно увеличиваются и капитальные вложения.

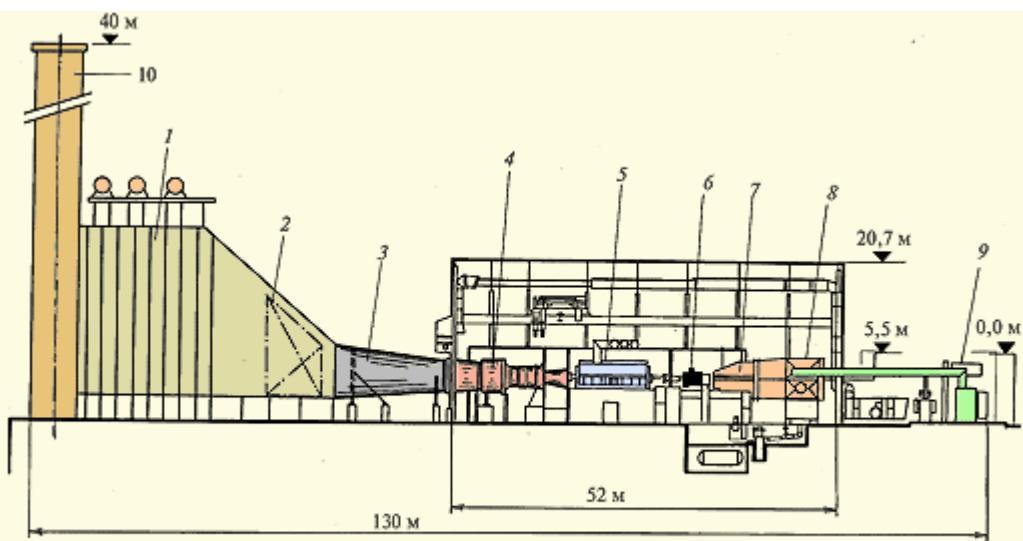


Рис. 8.11. Одновальная ПГУ фирмы Siemens с ГТУ V94.3A

По числу валов турбогенераторов ПГУ делят на *одновальные* и *многовальные*. Схема одновальной ПГУ показана на рис. 8.11. Электрогенератор 5 ПГУ выполняется с двумя выходными концами, к одному из которых присоединяется ГТУ 4, а к другому — двухцилиндровая паровая турбина. К выходному диффузору газовой турбины крепится переходной диффузор 3, направляющий уходящие газы в котел-utiлизатор 1. Преимущество такой конструкции очевидно: вместо двух генераторов (один — для ГТУ, второй — для паровой турбины) требуется только один генератор суммарной мощности.

Вместе с тем одновальные ПГУ имеют и недостатки.

Во-первых, очень затрудняется ремонт электрогенератора, так как его статор не имеет горизонтального разъема, и для того, чтобы извлечь ротор для ремонта, необходимо после отсоединения роторов ГТУ и паровой турбины с помощью специальных устройств приподнять генератор и повернуть его на 90° (или вытащить на ремонтную площадку весь генератор).

Для исключения этого недостатка генератор и паровую турбину можно поменять местами. Однако и при этом сохраняется второй недостаток: перед пуском ГТУ в паровой турбине необходимо создать вакуум, используя эжекторы отсоса воздуха из ее внутренних полостей, и подать пар на концевые уплотнения. Следовательно, необходимо иметь временный посторонний источник пара.

В-третьих, если по каким-то причинам паровая турбина не работает, то не может работать и ГТУ.

Наконец, пуск всей установки определяется пуском паровой турбины, время которого существенно больше, чем время пуска ГТУ. Все это существенно снижает одно из главных преимуществ ПГУ — маневренность. Дополнительное снижение маневренности происходит вследствие малого регулировочного диапазона, так как реально ГТУ может работать экономично и с малыми вредными выбросами только при нагрузке более 50 %.

Имеется и еще один недостаток: если мощность газовой турбины мала, то тем более будет малой мощность паровой турбины (ведь ее мощность вдвое меньше мощности ГТУ). При этом высоты рабочих лопаток первых ступеней паровой турбины оказываются малыми и экономичность невысокой. Поэтому строительство таких ПГУ целесообразно при достаточно большой мощности ГТУ.

Тем не менее, несмотря на эти недостатки (а точнее, когда они проявляются не столь значительно) ПГУ такого типа строят (в частности, фирма General Electric).

На некоторых одновальных ПГУ между ротором электрогенератора 5 и ротором паровой турбины 6 устанавливают специальную автоматическую расцепную муфту, которая позволяет отключить ротор паровой турбины и (при наличии байпасной трубы) очень быстро запускать ГТУ (а затем и паровую турбину) или работать без паровой турбины.

Сегодня большинство ПГУ строят многовальными. Пример двухвальной ПГУ представлен на рис. 8.9. Большинство ПГУ выполнено трехвальными, или, как говорят, в виде дубльблока. В них энергоблок состоит из двух ГТУ, снабжающих горячими газами свои котлы-utiлизаторы и имеющих свои электрогенераторы. Пар, генерируемый котлами, подается в одну общую паровую турбину, которая будет более экономичной, чем паровая турбина, работающая в одновальной ПГУ (при той же ГТУ и том же котле-utiлизаторе).

Существуют аналогичные четырехвальные ПГУ, в которых три ГТУ работают на одну паровую турбину.

Говорить о техническом преимуществе одновальных или многовальных ПГУ вообще, без учета их мощности, привязки к конкретной электростанции и конкретных потенциальных режимов работы не имеет смысла.

В чем, однако, одновальные ПГУ имеют несомненное преимущество перед многовальными — это во времени окупаемости инвестиций: их можно вводить существенно быстрее и, следовательно, с более быстрой окупаемостью вложенных средств.

4. Устройство горизонтального котла-utiлизатора

Схема горизонтального трехконтурного котла-utiлизатора показана на рис. 8.12, а его внешний вид — на рис. 8.13. Для лучшего понимания эти рисунки следует рассматривать совместно.

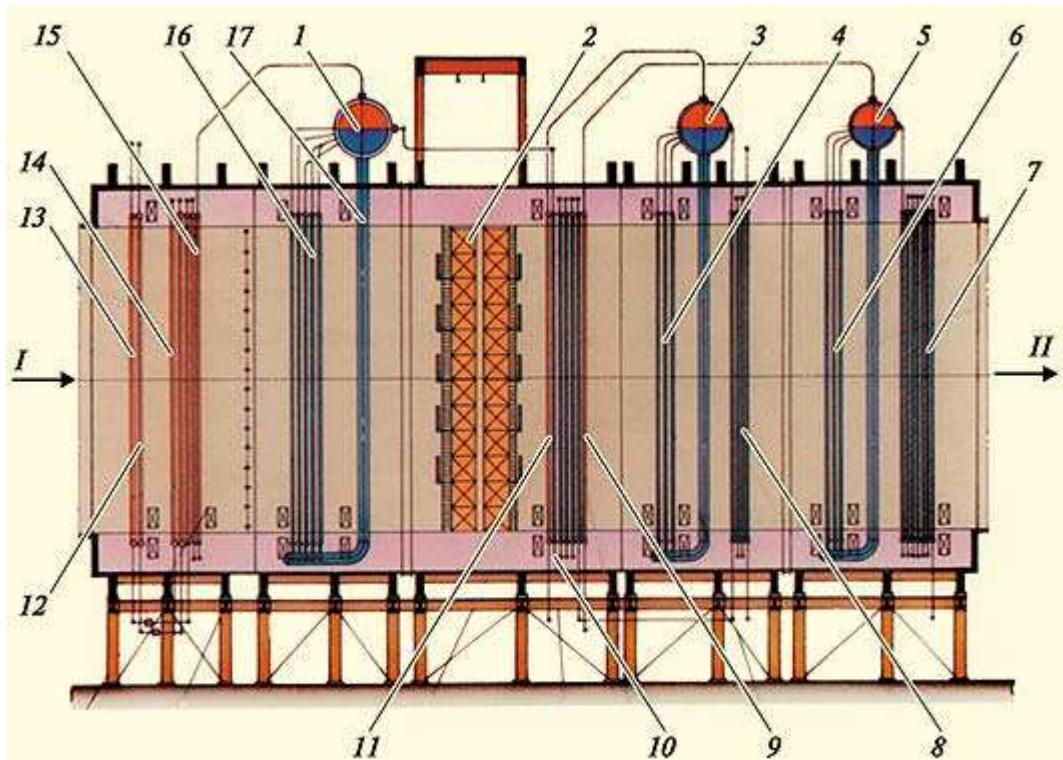


Рис. 8.12. Конструкция горизонтального трехконтурного котла-утилизатора японской фирмы Toshiba

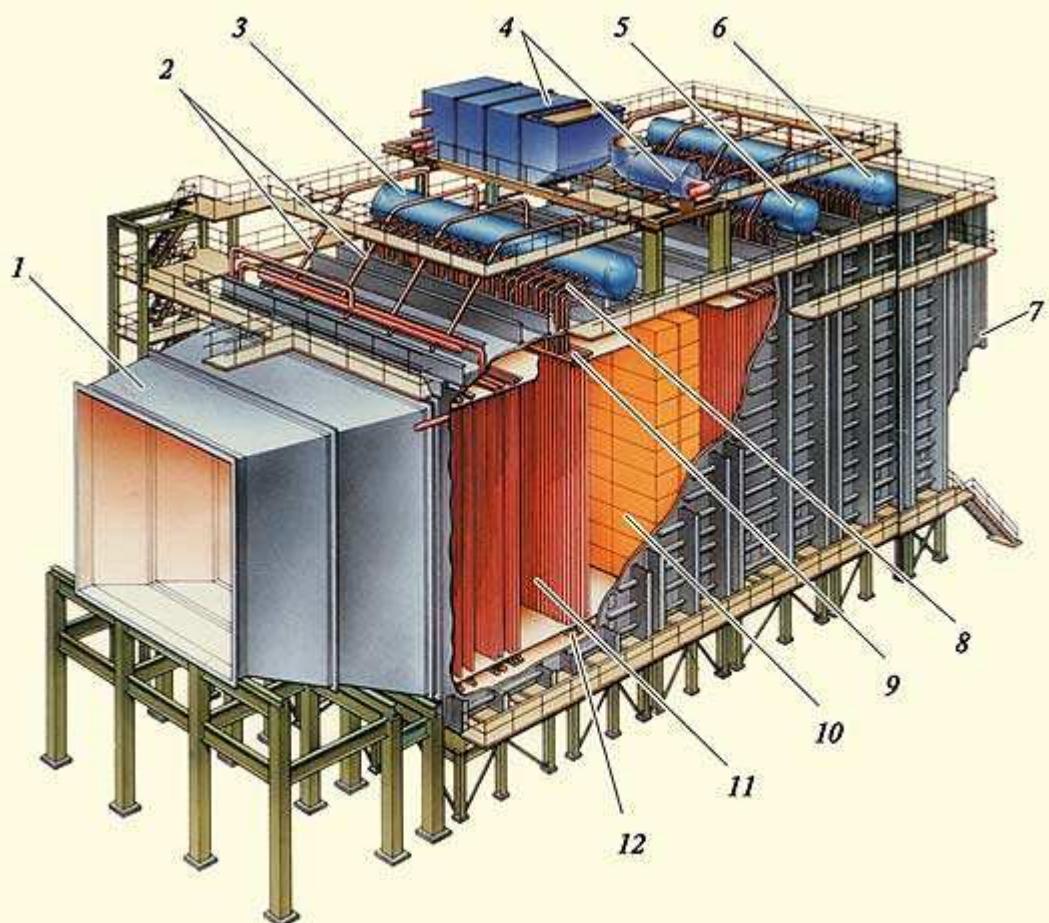


Рис. 8.13. Внешний вид котла-утилизатора, показанного на рис. 8.12

Каркас котла имеет рамную конструкцию. На «крыше» котла помещают барабаны, из которых вниз идет несколько опускных труб Г-образной формы (см. рис. 8.12). Внизу к ним подсоединяются коллекторы (поз. 12 на рис. 8.13), которые раздают воду на систему сребреных испарительных труб (поз. 16 на рис. 8.12 и поз. 11 на рис. 8.13). Вода поднимается по ним и частично испаряется. Сверху испарительные трубы также объединяются коллекторами 9 (рис. 8.13), из которых по трубам 8 пароводяная смесь возвращается в барабан 3. В барабане происходит отделение пара от воды, которая вновь поступает в опускные трубы, а сухой насыщенный пар по трубам 2 направляется в пароперегреватель.

Другие испарительные и нагревательные, как видно из рис. рис. 8.12 и рис. 8.13, поверхности устроены точно так же. Разница состоит лишь в том, какая среда (вода или пар) в них движется и сколько рядов труб образует поверхность.

5. Преимущества и недостатки ПГУ, их место в зарубежной энергетике и тенденции их развития

Хотя неоднократно отмечались многие достоинства ПГУ, отметим их конспективно еще раз, затронув при этом и их недостатки.

Ярко выраженным преимуществом ПГУ являются следующие.

1. *Парогазовая установка — самый экономичный двигатель*, используемый для получения электроэнергии. На рис. 8.14 показано, как изменялся КПД ПГУ по мере их развития. Кривая 1 представляет собой так называемый теоретический КПД, т.е. максимальный КПД, который может быть получен при достигнутом уровне температуры перед газовой турбиной. Одноконтурная ПГУ с ГТУ, имеющей начальную температуру примерно 1000 °C, может иметь абсолютный КПД около 42 %, что составит 63 % от теоретического КПД ПГУ. Коэффициент полезного действия трехконтурной ПГУ с промежуточным перегревом пара, в которой температура газов перед газовой турбиной находится на уровне 1450 °C, уже сегодня достигает 60 %, что составляет 82 % от теоретически возможного уровня. Нет сомнений в том, что КПД можно увеличить еще больше (и это раньше или позже произойдет). Весь вопрос состоит только в том, какой ценой будет достигаться это повышение в настоящем времени.

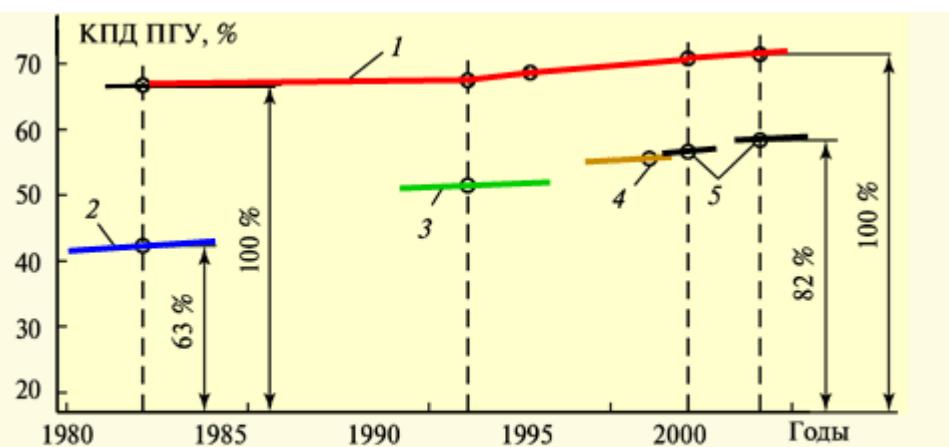


Рис. 8.14. Сравнение экономичности ПГУ разных типов с теоретической (по данным фирмы Siemens)

2. *Парогазовая установка — самый экологически чистый двигатель*. В первую очередь это объясняется высоким КПД — ведь вся теплота, содержащаяся в топливе, которую не удалось преобразовать в электроэнергию, выбрасывается в окружающую среду и происходит ее тепловое загрязнение. Поэтому уменьшение тепловых выбросов

от ПГУ по сравнению с паросиловой будет ровно в той степени, на сколько меньше расход топлива на производство электроэнергии.

Далее ПГУ дают существенно меньшие выбросы оксидов азота ($N0_x$) не только потому, что в ГТУ сжигается газ, а многие паросиловые ТЭС работают на угле, но и потому, что в топках энергетических котлов используется диффузионный (а не кинетический) принцип сжигания с большими избытками воздуха и длительным пребыванием топливо-воздушной смеси при высокой температуре.

3. *Парогазовая установка — очень маневренный двигатель*, с которым в маневренности может сравняться только автономная ГТУ. Потенциально высокая маневренность ПТУ обеспечивается наличием в ее схеме ГТУ, изменение нагрузки которой происходит в считанные минуты. Для реализации этих потенциальных маневренных возможностей ПТУ должна быть оснащена байпасной трубой. Для возможности глубокого разгружения ПГУ она должна быть многовальной.

4. При одинаковой мощности паросиловой и парогазовой ТЭС *потребление охлаждающей воды ПГУ примерно втрое меньше*. Это определяется тем, что мощность паросиловой части ПГУ составляет 1/3 от общей мощности, а ГТУ охлаждающей воды практически не требует.

5. *ПГУ имеет умеренную стоимость установленной единицы мощности*, что связано с меньшим объемом строительной части, с отсутствием сложного энергетического котла, дорогой дымовой трубы, системы регенеративного подогрева питательной воды, использованием более простых паровой турбины и системы технического водоснабжения.

6. *ПГУ имеют существенно меньший строительный цикл*. ПГУ, особенно одновальные, можно вводить поэтапно. Это упрощает проблему инвестиций.

Парогазовые установки практически не имеют недостатков, скорее следует говорить об определенных ограничениях и требованиях к оборудованию и топливу. Установки, о которых идет речь, требуют использования природного газа. Попытки использования тяжелых сортов жидкого и тем более твердого топлива требуют сложных систем подготовки топлива и очистки образующегося газа, что приводит к существенному уменьшению КПД (до 42—44 %). Впрочем, для России, где доля используемого для энергетики относительно недорогого газа превышает 60 % и половина его используется по экологическим соображениям на ТЭЦ, имеются все возможности для сооружения ПГУ.

Таблица 8.3 Показатели зарубежных ПГУ и ГТУ большой мощности для привода электрогенератора с частотой вращения 50 с-1(по данным обобщения РАО "ЕЭС России")

ПГУ				ГТУ						Паровая турбина
Производитель, тип ПГУ	Год создания	Мощность нетто, МВт	КПД нетто, %	Мощность, МВт	КПД, %	Степень сжатия компрессора	Расход газов, кг/с	Температура выходных газов, °C	Количество и тип ГТУ	Мощность, МВт
ABB										
КА 13Е-2	1993	485,1	53,5	318,6	35,7	14,6	532,5	524	2 x GT13E2	166,5
КА 13Е2-3	1993	727,5	53,5	477,9	35,7	14,6	532,5	524	3 x GT13E2	249,6
КА-26-1	1996	396,0	58,5	257,0	37,8	30,0	542	608	1 x GT26	140,0
КА-26-2	1996	750,	58,2	465,	37,8	30,0	542	608	2 x GT26	260,0

		0		2						
GE Power Systems										
S406B	1979	243, 1	49,5	153, 2	32,2	12,0	139,8	532	4 x MS6001B	93,9
S209E	1979	383, 7	52,7	243, 2	33,8	12,3	404,1	538	2 x MS900IE	146,1
SI09EC	1994	259, 3	54,0	166, 6	34,9	14,2	507,6	558	1 x MS900IE	96,6
S209EC	1994	522, 6	54,4	333, 2	34,9	14,2	507,6	558	2 x MS900IE	197,6
S109FA	1994	390, 8	56,7	254, 1	36,9	15,4	642,3	609,5	1 x MS900IF	141,8
S209FA	1994	786, 9	57,1	508, 2	36,9	15,4	642,3	609,5	2 x MS900IF	289,5
S10911	1997	480, 0	60,0	—	—	—	—	—	—	—
Mitsubishi Heavy Industries										
MPCP1(MW- 701)	1981	212, 5	51,4	142, 1	34,8	14,0	441,3	542	1 x MW- 701	70,4
MPCP3(MW- 701)	1981	642, 3	51,8	423, 6	34,8	14,0	441,3	542	3 x MW- 701	218,7
MPCP1(VW- 01F)	1992	399, 0	56,9	266, 1	38,2	17,0	651,5	586	1 X 701F	132,9
MPCP2(MW- 701F)	1992	804, 7	57,4	532, 2	38,2	17,0	651,5	586	2 x 701F	272,5
MPCP1(MW- 701G)	1997	484, 4	58,0	328, 9	39,55	21,0	737,8	587	1 x 701G	155,5
MPCP2(MW- 701G)	1997	972, 1	58,2	657, 8	39,55	21,0	737,8	587	2 x 701G	314,3
Siemens										
GUD1.94.2	1987	238, 0	52,1	154, 0	34,5	11,1	513,9	540	1 x V94.2	88,0
GUD2.94.2	1987	478, 0	52,3	308, 0	34,5	11,1	513,9	540	2 x V94.2	177,0
GUDIS.94.3	1997	285, 0	56,0	(182)	36,4	14,0	527,1	570	1 x V94.3	108,5
GUD2.94.3	1997	558, 0	54,4	364, 0	36,4	14,0	527,1	570	2 x V94.3	205,0
GUDIS.94.3A	1995	380, 0	58,0	(255)	38,5	17,0	641	562	1 x V94.3A	130,0
GUD2.94.3A	1995	760, 0	58,0	510, 0	38,5	17,0	641	562	2 x V94.3A	260,0

Ведущими западными фирмами создана широкая номенклатура ГТУ (см. табл. 8.3), позволяющая удовлетворить практически любые требования заказчиков, использующих эти ГТУ для сооружения ПГУ.

За рубежом ведется массовое строительство ПГУ. Его тенденции можно увидеть из рис. 8.15, на котором представлен прогноз мировых заказов, составленный фирмой Siemens на ближайшую пятилетку. Общий ежегодный заказ на теплоэнергетические мощности возрастет с 64 до 70 ГВт. В 1993—1998 гг. доля паровых турбин мощностью более 20 МВт составляла 60 %, а ГТУ мощностью более 50 МВт — 40 %. В 1999—2004 гг. заказ на ГТУ возрастет до 48 %, причем доля ПГУ увеличится с 40 до 52 %. Доля паровых турбин также возрастает, однако часть их, естественно, будет использоваться в ПГУ. Вместе с тем доля ГТУ, работающих автономно в качестве пиковых агрегатов, остается неизменной и будет составлять 12 %. Все это говорит о том, что строительство ПГУ является преобладающей тенденцией в современной теплоэнергетике.

2.11 Исследование работы парогазовой установки

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на следующие особенности.

1. Понятие о парогазовых энергетических технологиях и устройство простейшей ПГУ

Парогазовыми называются энергетические установки, в которых теплота уходящих газов ГТУ прямо или косвенно используется для выработки электроэнергии в паротурбинном цикле.

На рис. 8.1 показана принципиальная схема простейшей парогазовой установки так называемого *утилизационного типа*. Уходящие газы ГТУ поступают в *котел-утилизатор* — теплообменник противоточного типа, в котором за счет тепла горячих газов генерируется пар высоких параметров, направляемый в паровую турбину.

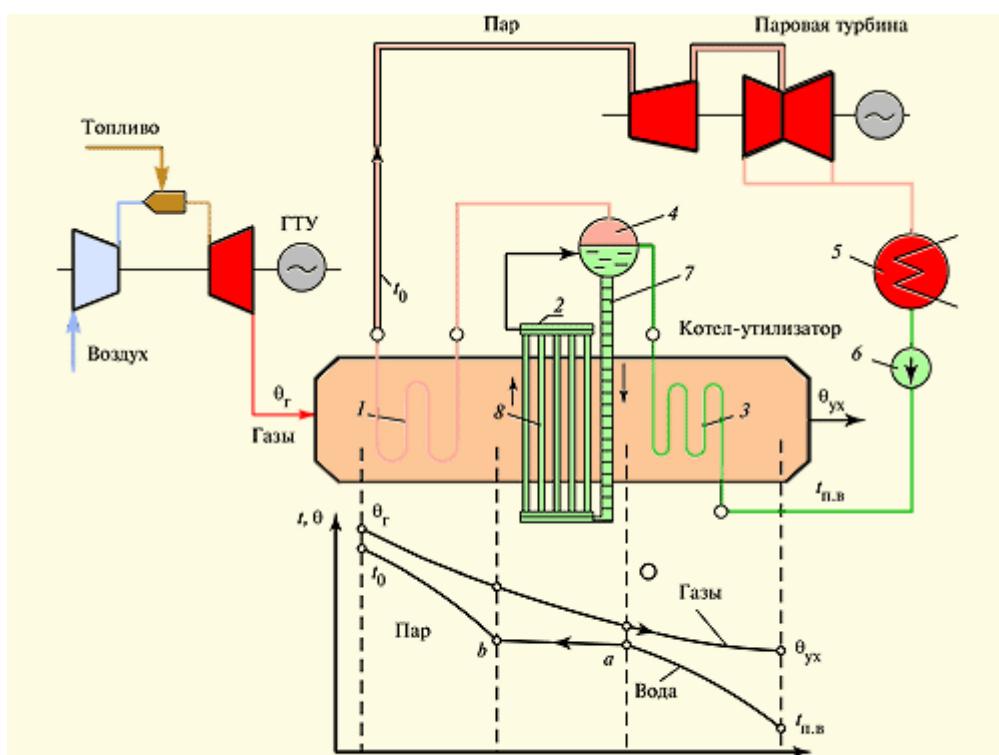


Рис. 8.1. Принципиальная схема простейшей ПГУ утилизационного типа

Котел-утилизатор представляет собой шахту прямоугольного сечения, в которой размещены поверхности нагрева, образованные сребренными трубами, внутрь которых подается рабочее тело паротурбинной установки (вода или пар). В простейшем случае поверхности нагрева котла-утилизатора состоят из трех элементов: экономайзера 3, испарителя 2 и пароперегревателя 1. Центральным элементом является испаритель, состоящий из барабана 4 (длинного цилиндра, заполняемого наполовину водой), нескольких опускных труб 7 и достаточно плотно установленных вертикальных труб собственно испарителя 8. Испаритель работает на принципе естественной конвекции. Испарительные трубы находятся в зоне более высоких температур, чем опускные. Поэтому в них вода нагревается, частично испаряется и поэтому становится легче и поднимается вверх в барабан. Освобождающееся место заполняется более холодной водой по опускным трубам из барабана. Насыщенный пар собирается в верхней части барабана и направляется в трубы пароперегревателя 1. Расход пара из барабана 4 компенсируется подводом воды из экономайзера 3. При этом поступающая вода, прежде чем испариться полностью, многократно пройдет через испарительные трубы. Поэтому описанный котел-утилизатор называется *котлом с естественной циркуляцией*.

В экономайзере происходит нагрев поступающей питательной воды практически до температуры кипения (на 10—20 °С меньше, чем температура насыщенного пара в барабане, полностью определяемая давлением в нем). Из барабана сухой насыщенный пар поступает в пароперегреватель, где перегревается сверх температуры насыщения. Температура получаемого перегретого пара t_0 всегда, конечно, меньше, чем температура газов q_f , поступающих из газовой турбины (обычно на 25—30 °С).

Под схемой котла-утилизатора на рис. 8.1 показано изменение температур газов и рабочего тела при их движении навстречу друг другу. Температура газов плавно уменьшается от значения q_f на входе до значения q_{ux} температуры уходящих газов. Движущаяся навстречу питательная вода повышает в экономайзере свою температуру до температуры кипения (точка a). С этой температурой (на грани кипения) вода поступает в испаритель. В нем происходит испарение воды. При этом ее температура не изменяется (процесс $a — b$). В точке b рабочее тело находится в виде сухого насыщенного пара. Далее в пароперегревателе происходит его перегрев до значения t_0 .

Образующийся на выходе из пароперегревателя пар направляется в паровую турбину, где, расширяясь, совершает работу. Из турбины отработанный пар поступает в конденсатор, конденсируется и с помощью питательного насоса b , повышающего давление питательной воды, направляется снова в котел-утилизатор.

Таким образом, принципиальное отличие паросиловой установки (ПСУ) ПГУ от обычной ПСУ ТЭС состоит только в том, что топливо в котле-утилизаторе не сжигается, а необходимая для работы ПСУ ПГУ теплота берется от уходящих газов ГТУ. Однако сразу же необходимо отметить ряд важных технических отличий ПСУ ПГУ от ПСУ ТЭС.

1. Температура уходящих газов ГТУ q_f практически однозначно определяется температурой газов перед газовой турбиной [см. соотношение (7.2)] и совершенством системы охлаждения газовой турбины. В большинстве современных ГТУ, как видно из табл. 7.2, температура уходящих газов составляет 530—580 °С (хотя имеются отдельные ГТУ с температурой вплоть до 640 °С). По условиям надежности работы трубной системы экономайзера при работе на природном газе температура питательной воды $t_{p.v}$ на входе в котел-утилизатор не должна быть меньше 60 °С. Температура газов q_{ux} , покидающих котел-утилизатор, всегда выше, чем температура $t_{p.v}$. Реально она находится на уровне $q_{ux} \gg 100$ °С и, следовательно, КПД котла-утилизатора составит

$$\eta_{ку} = \frac{555 - 100}{555 - 15} = 0,843,$$

где для оценки принято, что температура газов на входе в котел-утилизатор равна 555 °С, а температура наружного воздуха 15 °С. При работе на газе обычный энергетический котел ТЭС (см. лекцию 2) имеет КПД на уровне 94 %. Таким образом, котел-утилизатор в ПГУ имеет КПД существенно более низкий, чем КПД котла ТЭС.

2. Далее, КПД паротурбинной установки рассмотренной ПГУ существенно ниже, чем КПД ПТУ обычной ТЭС. Это связано не только с тем, что параметры пара, генерируемого котлом-утилизатором, ниже, но и с тем, что ПТУ ПГУ не имеет системы регенерации. А иметь ее она в принципе не может, так как повышение температуры $t_{p.v}$ приведет к еще большему снижению КПД котла-утилизатора.

Тем не менее, при всем этом КПД ПГУ оказывается весьма высоким. Для того чтобы убедиться в этом, рассмотрим ПГУ простой схемы (рис. 8.2), причем при рассмотрении будем принимать далеко не самые лучшие экономические показатели отдельных элементов оборудования.

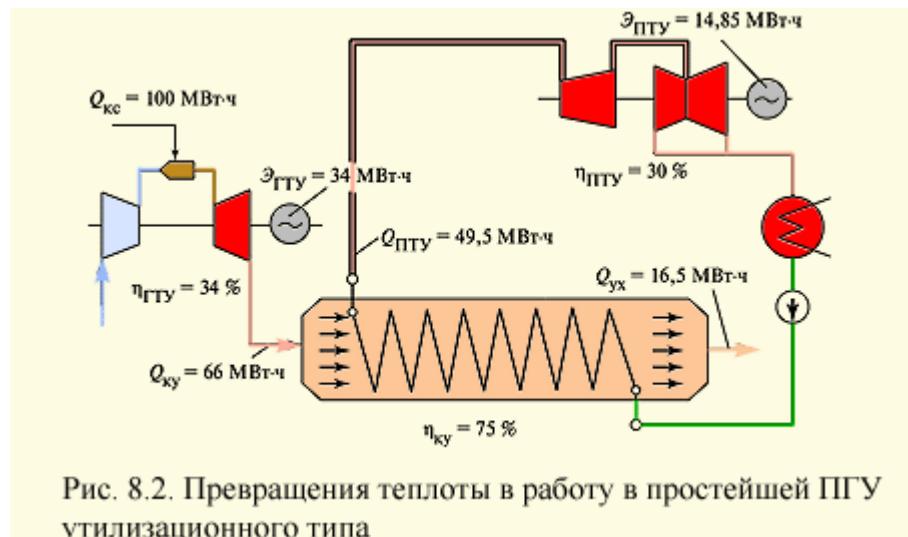


Рис. 8.2. Превращения теплоты в работу в простейшей ПГУ утилизационного типа

Пусть в камере сгорания ГТУ сожжено некоторое количество газа, из которого получено $Q_{\text{кс}} = 100 \text{ МВт}\cdot\text{ч}$ теплоты. Допустим, что КПД ГТУ составляет 34 %. Это означает, что в ГТУ будет получено $\dot{\mathcal{E}}_{\text{ГТУ}} = 34 \text{ МВт}\cdot\text{ч}$ электроэнергии. Количество теплоты

поступает в котел-утилизатор. Пусть его КПД равен $h_{\text{ку}} = 75 \%$. Тогда в дымовую трубу из котла уйдет количество тепла $Q_{\text{ПТУ}} = Q_{\text{ку}} - Q_{\text{yx}} = 49,5 \text{ МВт}\cdot\text{ч}$ поступает в паротурбинную установку для преобразования в электроэнергию. Пусть ее КПД всего лишь $h_{\text{ПТУ}} = 0,3$; тогда электрогенератор паровой турбины выработает электроэнергии. Всего ПГУ выработает электроэнергии и, следовательно, КПД ПГУ $h_{\text{ПГУ}} = \dot{\mathcal{E}}/Q_{\text{кс}} = 0,4885$, т.е. около 49 %.

Приведенные рассуждения позволяют получить простую формулу для определения КПД ПГУ утилизационного типа:

Эта формула сразу же объясняет, почему ПГУ стали строиться лишь в последние 20 лет. Действительно, если к примеру взять ГТУ типа ГТ-100-3М, то ее КПД $h_{\text{ГТУ}} = 28,5 \%$, а температура за ГТУ $q_{\Gamma} = 398 \text{ }^{\circ}\text{C}$. При такой температуре газов в котле-утилизаторе можно сгенерировать пар с температурой около $370 \text{ }^{\circ}\text{C}$, и КПД паротурбинной установки будет составлять примерно 14 %. Тогда при $h_{\text{ку}} = 0,75$ КПД ПГУ составит и целесообразнее построить обычный паротурбинный энергоблок СКД с большей экономичностью. Строительство ПГУ стало экономически оправданным лишь после создания высокотемпературных ГТУ, которые не только обеспечили ее высокий КПД, но и создали условия для реализации паротурбинного цикла высокой экономичности.

Представление об устройстве электростанции с ПГУ дает рис. 8.3, на котором изображена ТЭС с тремя энергоблоками. Каждый энергоблок состоит из двух рядом стоящих ГТУ 4 типа V94.2 фирмы Siemens, каждая из которых свои уходящие газы высокой температуры направляет в свой котел-утилизатор 8. Пар, генерируемый этими котлами, направляется в одну паровую турбину 10 с электрогенератором 9 и конденсатором, расположенным в конденсационном помещении под турбиной. Каждый такой энергоблок имеет суммарную мощность 450 МВт (каждая ГТУ и паровая турбина имеют мощность примерно 150 МВт). Между выходным диффузором 5 и котлом-утилизатором 8 устанавливают байпасную (обводную) дымовую трубу 12 и газоплотный шибер 6. Шибер позволяет отсечь котел-утилизатор 8 от газов ГТУ и направить их через байпасную трубу в атмосферу. Такая необходимость может возникнуть при неполадках в паротурбинной части энергоблока (в турбине, котле-утилизаторе, генераторе и т.д.), когда ее требуется отключить. В этом случае мощность энергоблока будет обеспечиваться только ГТУ, т.е. энергоблок может нести нагрузку в 300 МВт (хотя и со

сниженной экономичностью). Байпасная труба весьма помогает и при пусках энергоблока: с помощью шибера котел-утилизатор отсекается от газов ГТУ, и последние выводятся на полную мощность в считанные минуты. Затем можно медленно, в соответствии с инструкцией, ввести в работу котел-утилизатор и паровую турбину.

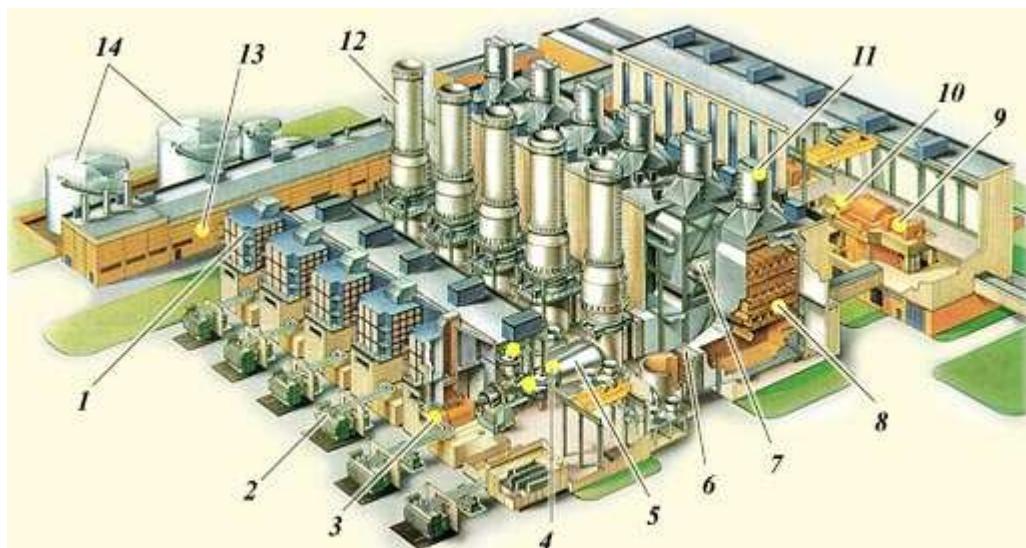


Рис. 8.3. Устройство электростанции с ПГУ (проспект фирмы Siemens)

При нормальной работе шибер, наоборот, не пропускает горячие газы ГТУ в байпасную трубу, а направляет их в котел-утилизатор.

Газоплотный шибер имеет большую площадь, представляет собой сложное техническое устройство, главным требованием к которому является высокая плотность, поскольку каждый 1 % потерянного тепла через неплотности означает снижение экономичности энергоблока примерно на 0,3 %. Поэтому иногда отказываются от установки байпасной трубы, хотя это существенно усложняет эксплуатацию.

Между котлами-утилизаторами энергоблока устанавливают один деаэратор, который принимает конденсат для деаэрации из конденсатора паровой турбины и раздает его на два котла-утилизатора.

2. Классификация ПГУ, их типы, преимущества и недостатки

Выше рассмотрена ПГУ самого простого и самого распространенного типа — утилизационного. Однако многообразие ПГУ столь велико, что нет возможности рассмотреть их в полном объеме. Поэтому ниже рассмотрим основные типы ПГУ, интересные для нас либо с принципиальной, либо с практической точки зрения. Одновременно попытаемся выполнить их классификацию, которая, как и всякая классификация, будет условной.

По назначению ПГУ подразделяют на конденсационные и теплофикационные. Первые из них вырабатывают только электроэнергию, вторые — служат и для нагрева сетевой воды в подогревателях, подключаемых к паровой турбине.

По количеству рабочих тел, используемых в ПГУ, их делят на бинарные и монарные. В бинарных установках рабочие тела газотурбинного цикла (воздух и продукты горения топлива) и паротурбинной установки (вода и водяной пар) разделены. В монарных установках рабочим телом турбины является смесь продуктов сгорания и водяного пара.

Схема монарной ПГУ показана на рис. 8.4. Выходные газы ГТУ направляются в котел-утилизатор, в который подается вода питательным насосом 5. Получаемый на выходе пар поступает в камеру сгорания 2, смешивается с продуктами сгорания и

образующаяся однородная смесь направляется в газовую (правильнее сказать — в парогазовую турбину 3. Смысл этого понятен: часть воздуха, идущего из воздушного компрессора и служащая для уменьшения температуры рабочих газов до допустимой по условиям прочности деталей газовой турбины, замещается паром, на повышение давления которого питательным насосом в состоянии воды затрачивается меньше энергии, чем на повышение давления воздуха в компрессоре. Вместе с тем, поскольку газопаровая смесь покидает котел-utiлизатор в виде пара, то тепло конденсации водяного пара, полученное им в котле и составляющее значительную величину, уходит в дымовую трубу.

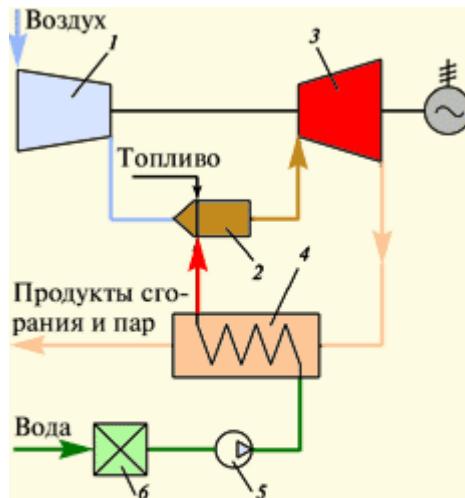


Рис. 8.4. Принципиальная схема монарной ПГУ

Техническая трудность организации конденсации пара из парогазовой смеси и связанная с этим необходимость постоянной работы мощной водоподготовительной установки является главным недостатком ПГУ монарного типа.

За рубежом описанная монарная установка получила название STIG (от Steam Injected Gas Turbine). Их строят в основном фирма General Electric в комбинации с ГТУ сравнительно малой мощности. В табл. 8.1 приведены данные фирмы General Electric, иллюстрирующие увеличение мощности и КПД двигателей при использовании впрыска пара.

Таблица 8.1 Изменение мощности и экономичности при вводе пара в камеру сгорания монарной ПГУ

Модуль ГТУ	Мощность двигателя без ввода пара, МВт	Мощность двигателя при вводе пара, МВт	КПД двигателя без ввода пара, %	КПД двигателя при вводе пара, %
LM 1600	13,0	16,7	34	40
LM 2500	22,2	26,5	35	39
LM 5000	33,1	51,9	36	43

Видно, что при впрыске пара и мощность, и КПД растут.

Отмеченные выше недостатки не привели к широкому распространению монарных ПГУ, по крайней мере, для целей производства электроэнергии на мощных ТЭС.

На Южно-турбинном заводе (г. Николаев, Украина) построена демонстрационная монарная ПГУ мощностью 16 МВт.

Большинство ПГУ относится к ПГУ бинарного типа. Существующие бинарные ПГУ можно разделить на пять типов:

Утилизационные ПГУ. В этих установках тепло уходящих газов ГТУ утилизируется в котлах-утилизаторах с получением пара высоких параметров, используемого в паротурбинном цикле. Главными преимуществами утилизационных ПГУ по сравнению с ПТУ являются высокая экономичность (в ближайшие годы их КПД превысит 60 %), существенно меньшие капиталовложения, меньшая потребность в охлаждающей воде, малые вредные выбросы, высокая маневренность. Как показано выше, утилизационные ПГУ требуют высокоэкономичных высокотемпературных газовых турбин с высокой температурой уходящих газов для генерирования пара высоких параметров для паротурбинной установки (ПТУ). Современные ГТУ, отвечающие этим требованиям, пока могут работать либо на природном газе, либо на легких сортах жидкого топлива.

ПГУ со сбросом выходных газов ГТУ в энергетический котел. Часто такие ПГУ называют кратко «сбросными», или ПГУ с низконапорным парогенератором (рис. 8.5). В них тепло уходящих газов ГТУ, содержащих достаточное количество кислорода, направляется в энергетический котел, замещая в нем воздух, подаваемый дутьевыми вентиляторами котла из атмосферы. При этом отпадает необходимость в воздухоподогревателе котла, так как уходящие газы ГТУ имеют высокую температуру. Главным преимуществом сбросной схемы является возможность использования в паротурбинном цикле недорогих энергетических твердых топлив.

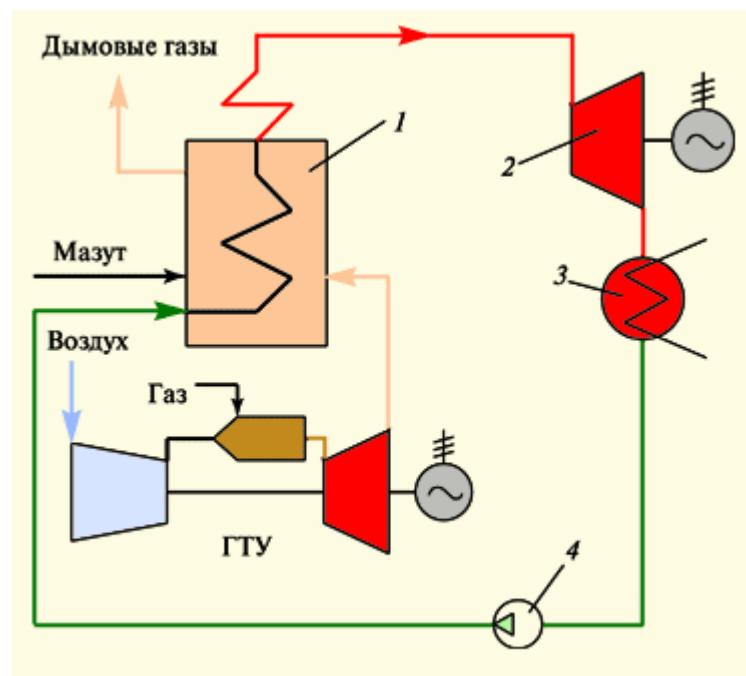


Рис. 8.5. Схема сбросной ПГУ

В сбросной ПГУ топливо направляется не только в камеру сгорания ГТУ, но и в энергетический котел (рис. 8.5), причем ГТУ работает на легком топливе (газ или дизельное топливо), а энергетический котел — на любом топливе. В сбросной ПГУ реализуется два термодинамических цикла. Теплота, поступившая в камеру сгорания ГТУ вместе с топливом, преобразуется в электроэнергию так же, как и в утилизационной ПГУ, т.е. с КПД на уровне 50 %, а теплота, поступившая в энергетический котел — как в обычном паротурбинном цикле, т.е. с КПД на уровне 40 %. Однако достаточно высокое

содержание кислорода в уходящих газах ГТУ, а также необходимость иметь за энергетическим котлом малый коэффициент избытка воздуха приводят к тому, что доля мощности паротурбинного цикла составляет примерно 2/3, а доля мощности ГТУ — 1/3 (в отличие от утилизационной ПГУ, где это соотношение обратное). Поэтому КПД сбросной ПГУ составляет примерно е. существенно меньше, чем у утилизационной ПГУ. Ориентировочно можно считать, что в сравнении с обычным паротурбинным циклом экономия топлива при использовании сбросной ПГУ примерно вдвое меньше, чем экономия топлива в утилизационной ПГУ.

Кроме того, схема сбросной ПГУ оказывается очень сложной, так как необходимо обеспечить автономную работу паротурбинной части (при выходе из строя ГТУ), а поскольку воздухоподогреватель в котле отсутствует (ведь в энергетический котел при работе ПГУ поступают горячие газы из ГТУ), то необходима установка специальных калориферов, нагревающих воздух перед подачей его в энергетический котел.

В быв. СССР на Молдавской ГРЭС были построены две ПГУ сбросного типа мощностью 250 МВт, данные по которым приведены в табл. 8.2. Из табл. 8.2 видно, что КПД этих ПГУ на несколько процентов меньше, чем КПД обычных энергоблоков СКД (на 23,5 МПа, 540 °C/540 °C), поэтому строить такие ПГУ нет смысла. Низкая экономичность ПГУ Молдавской ГРЭС объясняется также малой экономичностью ГТУ (из-за очень малой начальной температуры) и малой мощности ГТУ по сравнению с мощностью паровой турбины (менее 15 %).

В 1997 г. на ТЭЦ-22 Ленэнерго (Южная ТЭЦ, Санкт-Петербург) выполнена реконструкция теплофикационного энергоблока с турбиной Т-250-23,5 ТМЗ путем ее надстройки ГТУ GT-8 фирмы ABB (мощность 47,1 МВт, КПД 31,6 %, степень сжатия 16,3, температура уходящих газов ГТУ 523 °C). Судя по публикациям, опыт реконструкции оказался не вполне удачным.

Таблица 8.2 Характеристики ПГУ, построенных в 1970—1980 гг. в СССР

Показатель	Тип ПГУ, дата ввода, номер энергоблока				
	ПГУ-200 (Невинномысская ГРЭС)	ПГУ-250 (Молдавская ГРЭС)			
1972	1980	1982	Энергоблок № 1	Энергоблок № 2	
	ПГУ с ВПГ	Сбросная ПГУ			
Расчетная мощность ПГУ, МВт	200	250			
Расчетный электрический КПД, %	36,6	37,4			
Средний эксплуатационный КПД, %	36,9	37,8	37,4		
Топливо	Природный газ	Мазут			
Паровая турбина: тип мощность, МВт начальные параметры	K-160-130 «Турбоатом» 160 12,8 МПа/540 °C/540 °C	K-200-130ЛМЗ 200 12,8 МПа/540 °C/540 °C			
Газотурбинная установка: тип мощность, МВт начальная температура степень сжатия воздуха электрический КПД ГТУ	ГТ-35-770 ХТЗ 32 770 °C 6,5 23,8 %				

Однако есть и положительный опыт. В Нидерландах реконструирован паротурбинный энергоблок мощностью 500 МВт на параметры 18,6 МПа, 540 °C/535 °C, работавший на легком жидким топливе или на природном газе и имевший КПД 41,3 % путем его надстройки ГТУ 13Е фирмы АВВ мощностью 140 МВт, имевшей КПД 33 %. В результате получена ПГУ мощностью 600 МВт с КПД 45,86 %. Таким образом, достигнута экономия топлива в 11 %.

ПГУ с «вытеснением» регенерации. Идея такой ПГУ состоит в том, что регенеративные подогреватели отключаются от паровой турбины, а для подогрева питательной воды энергетического котла используется тепло уходящих газов ГТУ (рис. 8.6). Сэкономленный пар отборов служит для выработки дополнительной мощности в паровой турбине. При этом теплота конденсации сэкономленного пара теряется в конденсаторе, а не возвращается питательной воде. Поэтому выигрыш в экономичности возникает тогда, когда эта потеря будет меньше, чем экономия топлива за счет уменьшения потери теплоты с уходящими газами ГТУ. ПГУ с вытеснением регенерации дает наименьшую экономию топлива (около 4 %), однако она позволяет надстроить паротурбинный энергоблок с минимальными переделками.

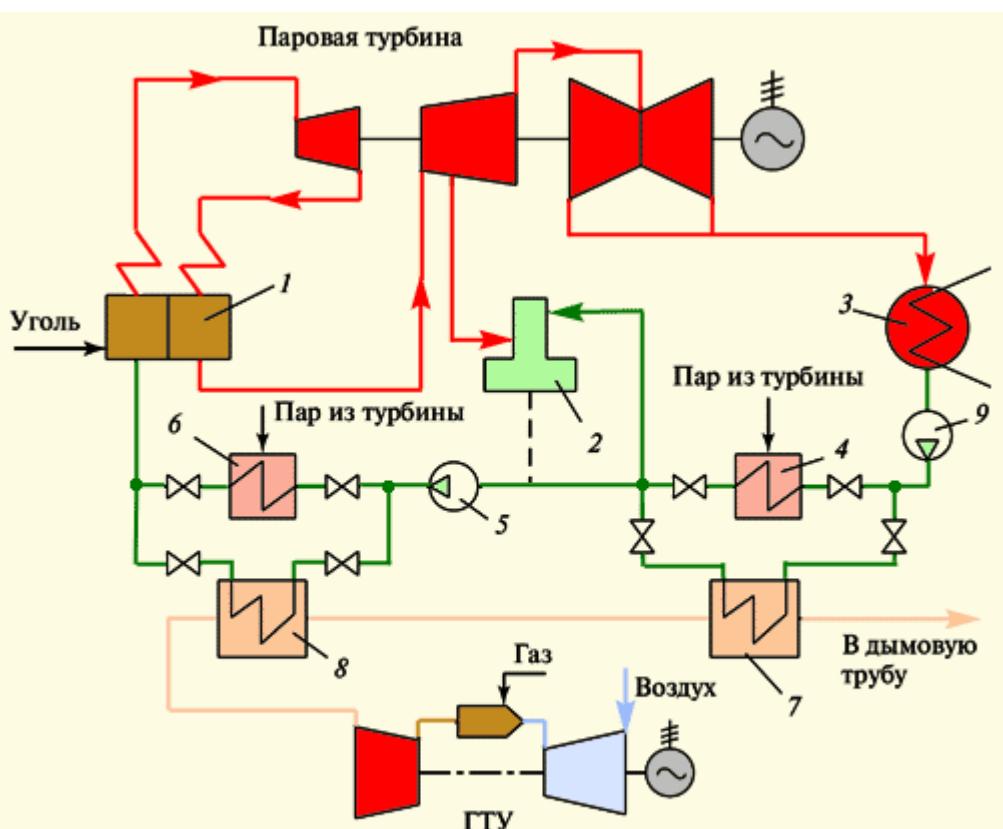


Рис. 8.6. Принципиальная схема ПГУ с вытеснением регенерации

Схема ПГУ с высоконапорным парогенератором (котлом) показана на рис. 8.7. В такой ПГУ высоконапорный парогенератор (ВПГ) играет одновременно роль и энергетического котла ПТУ и камеры сгорания ГТУ. Для этого в нем поддерживается высокое давление, создаваемое компрессором ГТУ. Для повышения экономичности перед ВПГ устанавливается газовый подогреватель конденсата ГПК, уменьшающий температуру уходящих газов ГТУ.

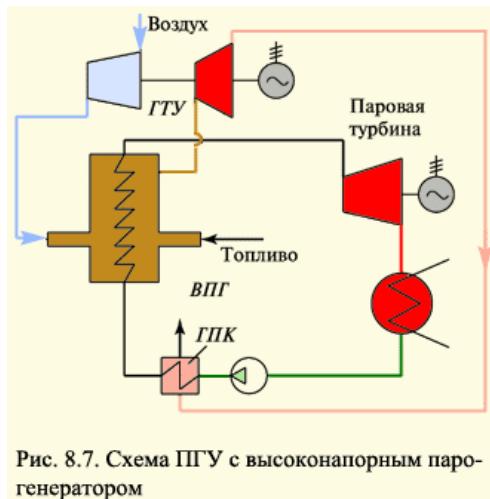


Рис. 8.7. Схема ПГУ с высоконапорным парогенератором

Экономия топлива в такой установке также зависит от соотношения мощностей ГТУ и ПТУ и находится на таком же уровне, как и у сбросных ПГУ. В России на Невинномысской ГРЭС построена одна ПГУ с ВПГ мощностью 200 МВт (см. табл. 8.2), обеспечивающая экономичность на уровне 36,9 %. Сейчас она маркируется как ПГУ-170 с паровой турбиной К-145-130 и ГТУ ГТ-25-710. В 1998 г. она имела коэффициент использования установленной мощности 65 % при удельном расходе условного топлива 352,4 г/(кВт·ч), т.е. при КПД 34,7 %.

Серьезную проблему для ПГУ с ВПГ представляет износ проточной части газовой турбины под действием продуктов коррозии внутренней части парогенератора.

3. Парогазовые установки утилизационного типа

Эти установки являются преобладающими благодаря своей простоте и высокой экономичности. Они так же, как и ПГУ вообще, обладают большим разнообразием.

В пункте 1 рассмотрена так называемая *одноконтурная утилизационная ПГУ* (см. рис. 8.1). Через поверхности нагрева котла-утилизатора (экономайзер, испаритель, пароперегреватель) такой ПГУ проходит одинаковое количество рабочего тела (воды и пара). При этом обнаруживается его серьезный недостаток, связанный с необходимостью удовлетворения двух противоречивых требований. С одной стороны, КУ должен генерировать пар высоких параметров, в первую очередь высокой температуры, для того чтобы обеспечить высокую экономичность ПТУ. Но запас тепловой энергии, содержащийся в выходных газах ГТУ, может обеспечить эти параметры при малых расходах *питательной воды*. Но тогда этот расход не может охладить газы, поступающие в котел, до низкой температуры, и поэтому уменьшается КПД котла-утилизатора (который и без того невысок).

С другой стороны, пропуск большого количества питательной воды хотя и обеспечивает низкую температуру уходящих газов котла и его высокую экономичность, не позволяет получить высокие параметры пара за ним, что приводит к снижению КПД ПТУ. Отсюда возникает идея: необходимо через «хвостовые» поверхности котла (по газу) пропускать большое количество воды, а через входные — малое. Так рождается идея *двухконтурного котла-утилизатора*, схема которого в составе *двухконтурной ПГУ* показана на рис. 8.8.

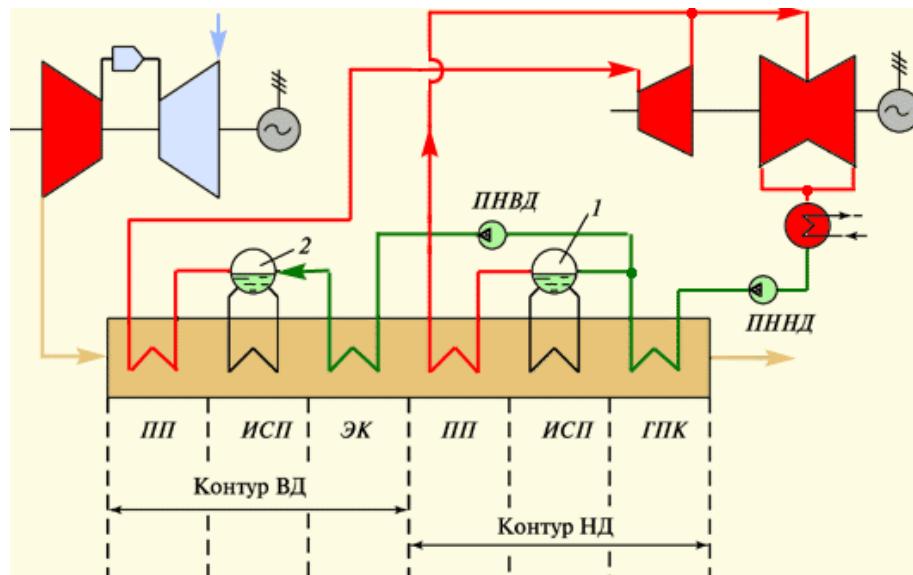


Рис. 8.8. Схема двухконтурной утилизационной ПГУ

Конденсат из конденсатора паровой турбины питательным насосом низкого давления *ПННД* подается в экономайзер контура низкого давления, который обычно называют *газовым подогревателем конденсата ГПК*. Часть конденсата (25—30 %), нагретого в *ГПК* почти до температуры кипения, подается в барабан низкого давления *1*, где он испаряется. Сухой насыщенный пар поступает в пароперегреватель *ПП* контура низкого давления и из него направляется в *ЦНД* паровой турбины. Большая часть питательной воды сжимается питательным насосом высокого давления *ПНВД* и подается в контур высокого давления, состоящий из экономайзера *ЭК*, испарителя *ИСП* и пароперегревателя *ПП*. Полученный пар высокого давления направляется в *ЦВД* паровой турбины. Пройдя *ЦВД*, он смешивается с паром из контура низкого давления, и суммарный расход пара поступает в *ЦНД*.

По описанной двухконтурной схеме выполняется подавляющее число утилизационных ПГУ, обеспечивающих КПД в 50—52 %.

Самые современные ПГУ выполняются *трехконтурными*. Увеличение числа контуров более трех нецелесообразно, так как выигрыш в экономичности не окупается ростом капиталовложений.

И двухконтурная, и трехконтурная ПГУ могут быть выполнены без промежуточного перегрева и с промежуточным перегревом пара в котле-utiлизаторе, однако, как правило, промежуточный перегрев используют в трехконтурных ПГУ. Как и в традиционных ПТУ, главная цель промежуточного перегрева в ПГУ — обеспечить допустимую влажность в последних ступенях паровой турбины. При правильном выборе давления в промежуточном пароперегревателе повышается и экономичность ПГУ.

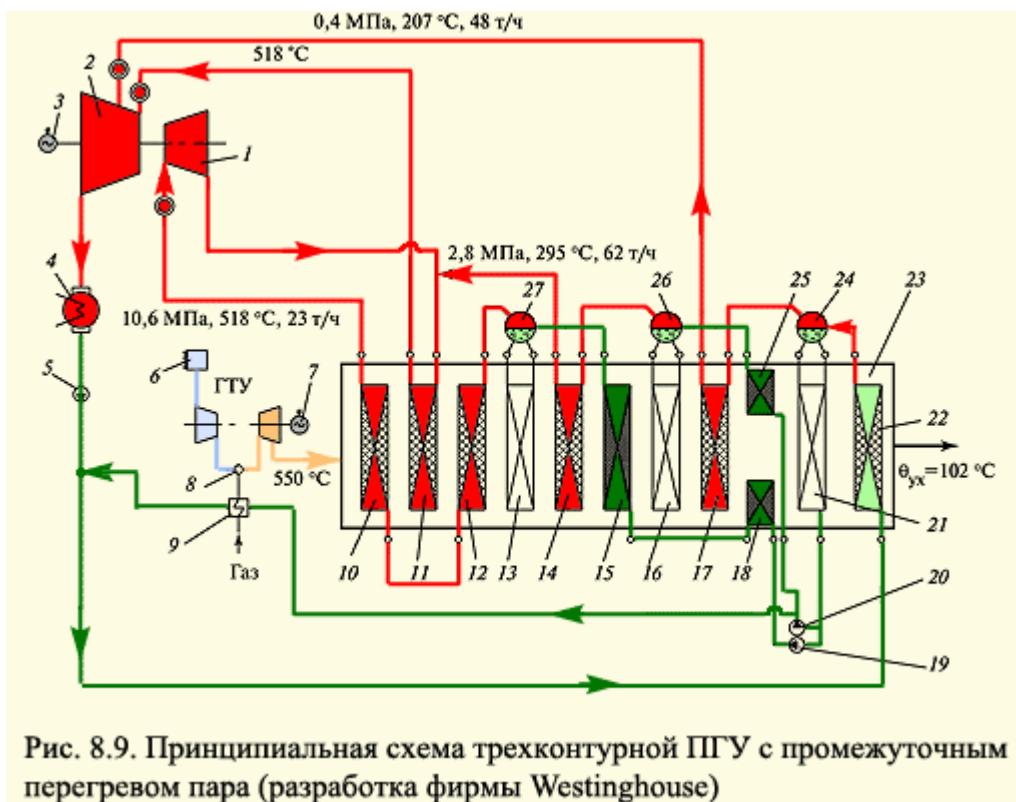


Рис. 8.9. Принципиальная схема трехконтурной ПГУ с промежуточным перегревом пара (разработка фирмы Westinghouse)

На рис. 8.9 показана схема *трехконтурной ПГУ* с промежуточным перегревом пара с указанием основных параметров. Она выполнена на базе современной ГТУ типа 70IF фирмы Westinghouse (США) с начальной температурой 1260 °С и температурой уходящих газов 550 °С. ГТУ развивает мощность 234,2 МВт при КПД 36,6 %. Уходящие газы ГТУ поступают в трехконтурный котел-utiлизатор 23 и, двигаясь к выходу, отдают свое тепло рабочему телу, поступающему из конденсатора 4 паровой турбины. В результате температура уходящих газов за котлом составляет 102 °С, а его КПД

Внутри котла-utiлизатора размещены поверхности нагрева в виде отдельных пакетов, причем их чередование согласуется с уменьшающейся температурой греющих газов; это обеспечивает максимальную передачу тепла от газов к рабочему телу.

Проследим процесс генерации пара в котле-utiлизаторе. Питательный насос низкого давления 5 создает давление в барабане контура низкого давления 24 и соответственно на выходе из контура (перед входом в середину ЦНД 2 паровой турбины. Конденсат в количестве 349 т/ч подается в ГПК 22, нагревается в нем и поступает в барабан низкого давления 24. Этот барабан одновременно является деаэратором и подготовленная в нем деаэрированная питательная вода обеспечивает питание всех контуров котла.

Часть питательной воды в количестве 48 т/ч, т.е. примерно 14 % испаряется в испарителе низкого давления 21, перегревается в пароперегревателе 17 и затем с параметрами 0,4 МПа и 207 °С поступает в ЦНД 2 паровой турбины. Остальная питательная вода поступает к питательному насосу среднего давления 20 и питательному насосу высокого давления 19.

На выходе из насоса 20 поток воды разделяется. Часть его направляется в нагреватель газа 9, в котором он нагревает (ведь вода имеет температуру 207 °С) природный газ, поступающий в камеру сгорания ГТУ. Охладившаяся вода, имеющая достаточную температуру, поступает на смешение с конденсатом, подаваемым насосом 5, и затем снова возвращается в ГПК 22 котла. Создание такой петли рециркуляции с нагревом топливного газа позволяет увеличить расход воды через ГПК и глубже охладить уходящие газы котла-utiлизатора. В целом это приводит к экономии топлива

ПГУ на 0,4—0,5 %. Другая часть питательной воды насосом 20 подается в экономайзер 25, из него — в барабан контура среднего давления 26, затем в пароперегреватель 14. Таким образом, контур среднего давления генерирует пар в количестве 62 т/ч (т.е. примерно 18 %) с параметрами 2,8 МПа и 295 °С. Этот пар направляется не в паровую турбину, а на смешение с паром, покинувшим ЦВД паровой турбины 1. Образовавшаяся смесь в общем, количестве 301 т/ч направляется в выходную часть 11 пароперегревателя среднего давления, и из него с температурой 518 °С пар поступает на вход в ЦНД паровой турбины.

Питательный насос высокого давления 19 сжимает воду, поступающую из барабана 24, примерно до 12 МПа и подает ее в последовательно расположенные поверхности 18 и 15 экономайзера контура высокого давления. Из него вода поступает в барабан контура высокого давления 27, испаряется в нем и поступает в пароперегреватель высокого давления, образованный поверхностями 12 и 10. В результате свежий пар в количестве 239 т/ч с параметрами 10,6 МПа и 518 °С покидает контур высокого давления котла и направляется в ПВД паровой турбины 1.

Таким образом, в паровую турбину поступает три потока пара: свежий пар в количестве 239 т/ч с параметрами, указанными выше, вторично перегретый пар в количестве 301 т/ч с параметрами примерно 2,5 МПа и 518 °С и пар низкого давления в количестве 48 т/ч с параметрами 0,4 МПа и 207 °С. Эти три потока пара обеспечивают мощность паровой турбины в 140 МВт.

В итоге рассмотренная трехконтурная ПГУ с промежуточным перегревом пара развивает мощность 374 МВт и имеет КПД 54 %.

Выше отмечалось, что в утилизационной ПГУ в паротурбинном цикле, включающем котел-утилизатор и ПТУ (паровая турбина + конденсатор), вырабатывается только 1/3 мощности. Это однако не означает, что паротурбинный контур менее значим для ПГУ, чем газотурбинный. Ведь сама по себе ГТУ, даже с КПД 40 %, не выдерживает конкуренции с обычной ТЭС, и именно в паротурбинном контуре создается тот добавок в экономичности, который существенно повышает конкурентоспособность ПГУ. Отсюда и следуют все усложнения котла-утилизатора и стремление повысить начальные параметры пара и снизить давление в конденсаторе паровой турбины. На рис. 8.10 по данным фирмы Siemens показано влияние этих факторов на изменение экономичности ПГУ. Для всех сравниваемых вариантов принята одна и та же ГТУ, на выходе которой температура газов составляет 582 °С, а давление в конденсаторе 4 кПа. В качестве базового варианта для сравнения принята (столбец 2 на рис. 8.10) двухконтурная ПГУ с паровой турбиной, имеющей начальные параметры 8 МПа и 540 °С.

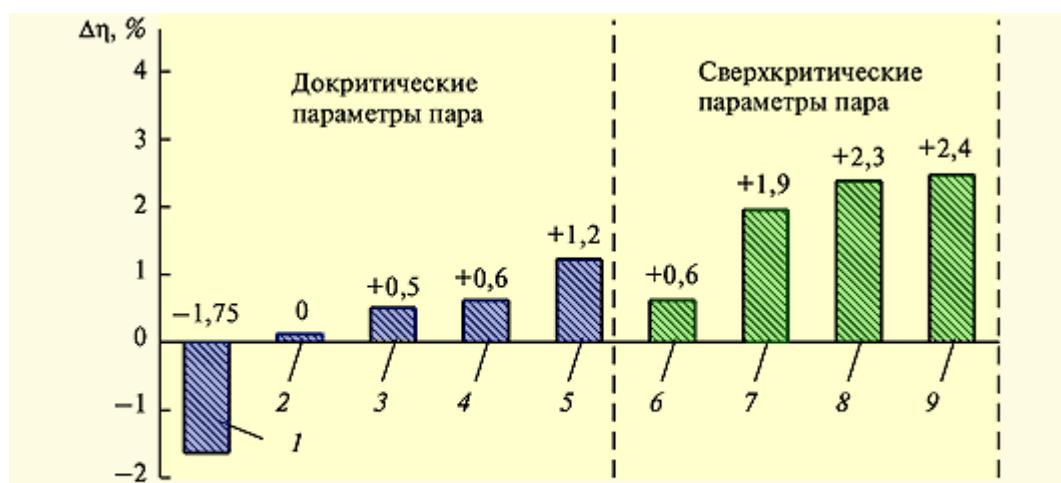


Рис. 8.10. Влияние параметров паротурбинного цикла на изменение абсолютного КПД ПГУ (по данным фирмы Siemens)

Столбцы 1—5 относятся к докритическим параметрам пара. Видно, что одноконтурная ПГУ без промежуточного перегрева имеет КПД на 1,75 % (абс.) меньше, чем двухконтурная. Это объясняет, почему сейчас одноконтурные ПГУ не строятся. Однако введение промежуточного перегрева даже в одноконтурной ПГУ (столбец 3) дает прирост КПД в 2,25 %. Двухконтурная ПГУ с промперегревом и трехконтурная ПГУ без него (столбцы 3 и 4) практически эквивалентны. Наибольший эффект дает использование схемы ПГУ с трехконтурным котлом-utiлизатором и промежуточным перегревом пара (столбец 5).

Существенные резервы повышения экономичности имеются в использовании сверхкритических параметров пара (см. столбцы 6—9 на рис. 8.10). Однако всегда необходимо помнить, что при этом существенно увеличиваются и капитальные вложения.

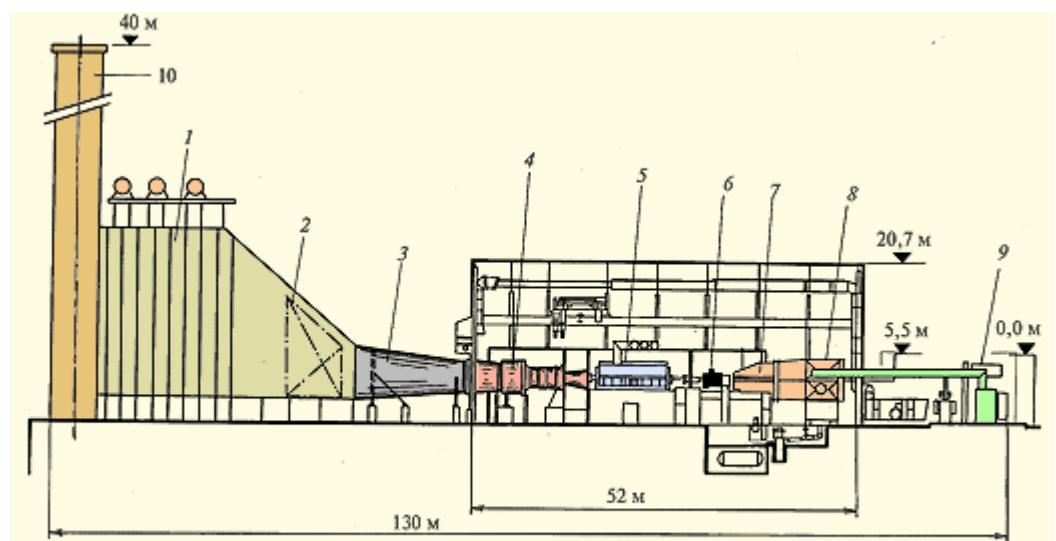


Рис. 8.11. Одновальная ПГУ фирмы Siemens с ГТУ V94.3A

По числу валов турбогенераторов ПГУ делят на *одновальные* и *многовальные*. Схема одновальной ПГУ показана на рис. 8.11. Электрогенератор 5 ПГУ выполняется с двумя выходными концами, к одному из которых присоединяется ГТУ 4, а к другому — двухцилиндровая паровая турбина. К выходному диффузору газовой турбины крепится переходной диффузор 3, направляющий уходящие газы в котел-utiлизатор 1. Преимущество такой конструкции очевидно: вместо двух генераторов (один — для ГТУ, второй — для паровой турбины) требуется только один генератор суммарной мощности.

Вместе с тем одновальные ПГУ имеют и недостатки.

Во-первых, очень затрудняется ремонт электрогенератора, так как его статор не имеет горизонтального разъема, и для того, чтобы извлечь ротор для ремонта, необходимо после отсоединения роторов ГТУ и паровой турбины с помощью специальных устройств приподнять генератор и повернуть его на 90° (или вытащить на ремонтную площадку весь генератор).

Для исключения этого недостатка генератор и паровую турбину можно поменять местами. Однако и при этом сохраняется второй недостаток: перед пуском ГТУ в паровой турбине необходимо создать вакуум, используя эжекторы отсоса воздуха из ее внутренних полостей, и подать пар на концевые уплотнения. Следовательно, необходимо иметь временный посторонний источник пара.

В-третьих, если по каким-то причинам паровая турбина не работает, то не может работать и ГТУ.

Наконец, пуск всей установки определяется пуском паровой турбины, время которого существенно больше, чем время пуска ГТУ. Все это существенно снижает одно из главных преимуществ ПГУ — маневренность. Дополнительное снижение маневренности происходит вследствие малого регулировочного диапазона, так как реально ГТУ может работать экономично и с малыми вредными выбросами только при нагрузке более 50 %.

Имеется и еще один недостаток: если мощность газовой турбины мала, то тем более будет малой мощность паровой турбины (ведь ее мощность вдвое меньше мощности ГТУ). При этом высоты рабочих лопаток первых ступеней паровой турбины оказываются малыми и экономичность невысокой. Поэтому строительство таких ПГУ целесообразно при достаточно большой мощности ГТУ.

Тем не менее, несмотря на эти недостатки (а точнее, когда они проявляются не столь значительно) ПГУ такого типа строят (в частности, фирма General Electric).

На некоторых одновальных ПГУ между ротором электрогенератора 5 и ротором паровой турбины 6 устанавливают специальную автоматическую расцепную муфту, которая позволяет отключить ротор паровой турбины и (при наличии байпасной трубы) очень быстро запускать ГТУ (а затем и паровую турбину) или работать без паровой турбины.

Сегодня большинство ПГУ строят многовальными. Пример двухвальной ПГУ представлен на рис. 8.9. Большинство ПГУ выполнено трехвальными, или, как говорят, в виде дубльблока. В них энергоблок состоит из двух ГТУ, снабжающих горячими газами свои котлы-utiлизаторы и имеющих свои электрогенераторы. Пар, генерируемый котлами, подается в одну общую паровую турбину, которая будет более экономичной, чем паровая турбина, работающая в одновальной ПГУ (при той же ГТУ и том же котле-utiлизаторе).

Существуют аналогичные четырехвальные ПГУ, в которых три ГТУ работают на одну паровую турбину.

Говорить о техническом преимуществе одновальных или многовальных ПГУ вообще, без учета их мощности, привязки к конкретной электростанции и конкретных потенциальных режимов работы не имеет смысла.

В чем, однако, одновальные ПГУ имеют несомненное преимущество перед многовальными — это во времени окупаемости инвестиций: их можно вводить существенно быстрее и, следовательно, с более быстрой окупаемостью вложенных средств.

4. Устройство горизонтального котла-utiлизатора

Схема горизонтального трехконтурного котла-utiлизатора показана на рис. 8.12, а его внешний вид — на рис. 8.13. Для лучшего понимания эти рисунки следует рассматривать совместно.

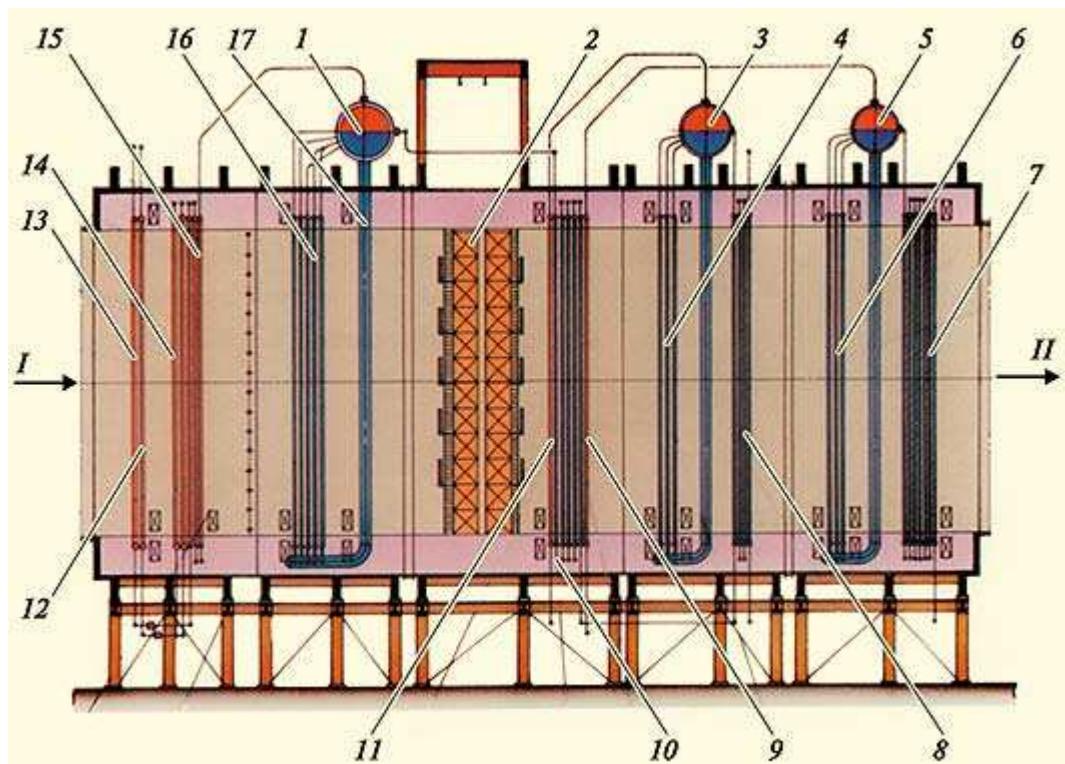


Рис. 8.12. Конструкция горизонтального трехконтурного котла-утилизатора японской фирмы Toshiba

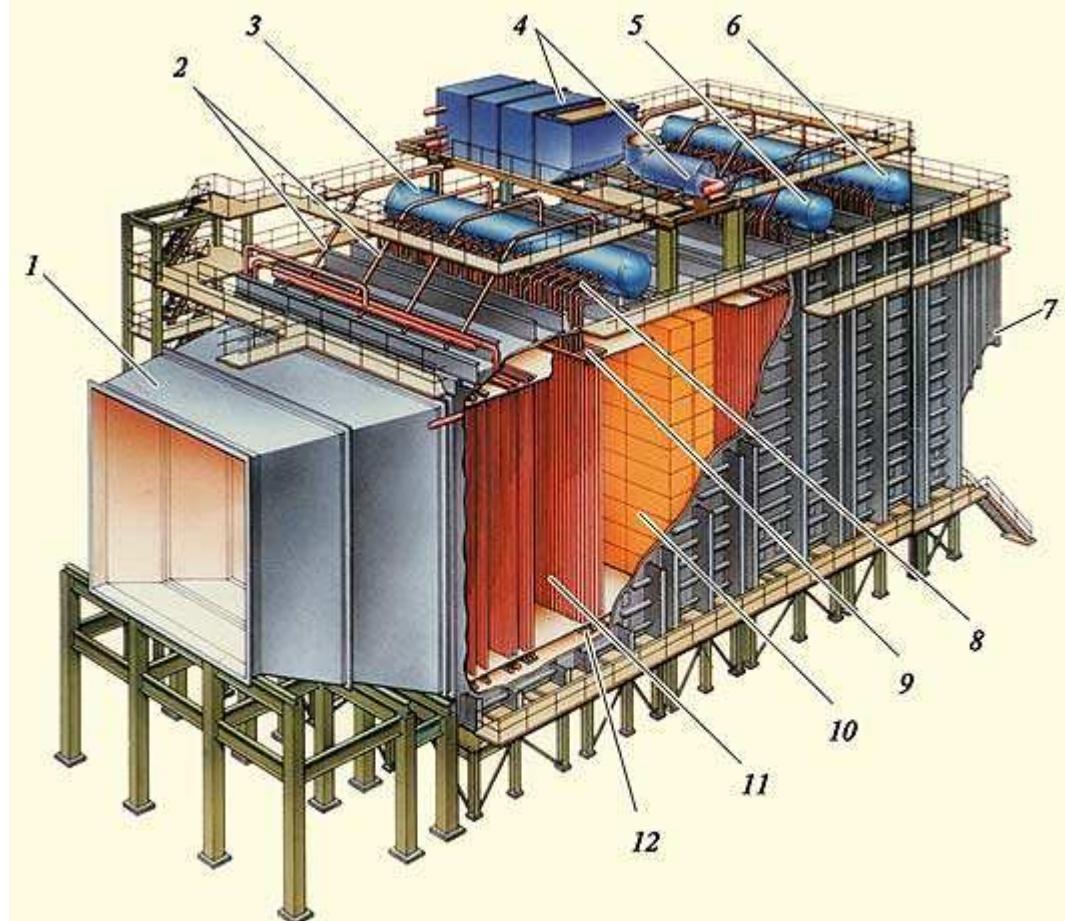


Рис. 8.13. Внешний вид котла-утилизатора, показанного на рис. 8.12

Каркас котла имеет рамную конструкцию. На «крыше» котла помещают барабаны, из которых вниз идет несколько опускных труб Г-образной формы (см. рис. 8.12). Внизу к ним подсоединяются коллекторы (поз. 12 на рис. 8.13), которые раздают воду на систему сребреных испарительных труб (поз. 16 на рис. 8.12 и поз. 11 на рис. 8.13). Вода поднимается по ним и частично испаряется. Сверху испарительные трубы также объединяются коллекторами 9 (рис. 8.13), из которых по трубам 8 пароводяная смесь возвращается в барабан 3. В барабане происходит отделение пара от воды, которая вновь поступает в опускные трубы, а сухой насыщенный пар по трубам 2 направляется в пароперегреватель.

Другие испарительные и нагревательные, как видно из рис. рис. 8.12 и рис. 8.13, поверхности устроены точно так же. Разница состоит лишь в том, какая среда (вода или пар) в них движется и сколько рядов труб образует поверхность.

5. Преимущества и недостатки ПГУ, их место в зарубежной энергетике и тенденции их развития

Хотя неоднократно отмечались многие достоинства ПГУ, отметим их конспективно еще раз, затронув при этом и их недостатки.

Ярко выраженным преимуществом ПГУ являются следующие.

1. *Парогазовая установка — самый экономичный двигатель*, используемый для получения электроэнергии. На рис. 8.14 показано, как изменялся КПД ПГУ по мере их развития. Кривая 1 представляет собой так называемый теоретический КПД, т.е. максимальный КПД, который может быть получен при достигнутом уровне температуры перед газовой турбиной. Одноконтурная ПГУ с ГТУ, имеющей начальную температуру примерно 1000 °C, может иметь абсолютный КПД около 42 %, что составит 63 % от теоретического КПД ПГУ. Коэффициент полезного действия трехконтурной ПГУ с промежуточным перегревом пара, в которой температура газов перед газовой турбиной находится на уровне 1450 °C, уже сегодня достигает 60 %, что составляет 82 % от теоретически возможного уровня. Нет сомнений в том, что КПД можно увеличить еще больше (и это раньше или позже произойдет). Весь вопрос состоит только в том, какой ценой будет достигаться это повышение в настоящем времени.

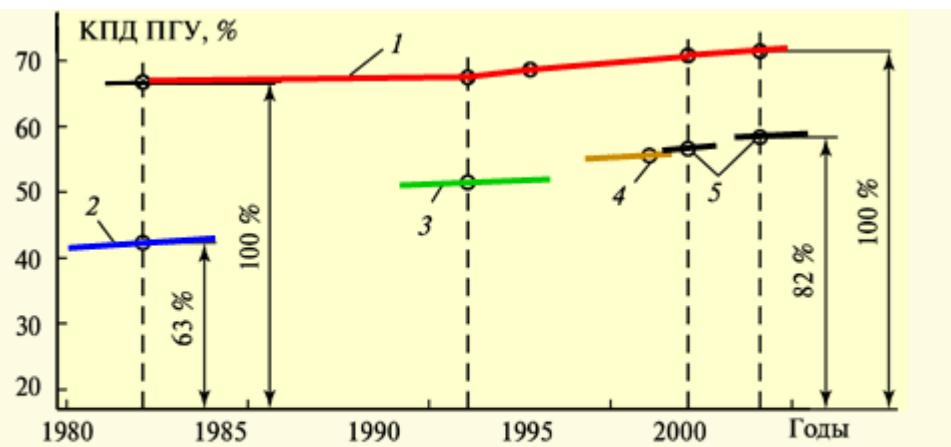


Рис. 8.14. Сравнение экономичности ПГУ разных типов с теоретической (по данным фирмы Siemens)

2. *Парогазовая установка — самый экологически чистый двигатель*. В первую очередь это объясняется высоким КПД — ведь вся та теплота, содержащаяся в топливе, которую не удалось преобразовать в электроэнергию, выбрасывается в окружающую среду и происходит ее тепловое загрязнение. Поэтому уменьшение тепловых выбросов

от ПГУ по сравнению с паросиловой будет ровно в той степени, на сколько меньше расход топлива на производство электроэнергии.

Далее ПГУ дают существенно меньшие выбросы оксидов азота ($N0_x$) не только потому, что в ГТУ сжигается газ, а многие паросиловые ТЭС работают на угле, но и потому, что в топках энергетических котлов используется диффузионный (а не кинетический) принцип сжигания с большими избытками воздуха и длительным пребыванием топливо-воздушной смеси при высокой температуре.

3. *Парогазовая установка — очень маневренный двигатель*, с которым в маневренности может сравняться только автономная ГТУ. Потенциально высокая маневренность ПТУ обеспечивается наличием в ее схеме ГТУ, изменение нагрузки которой происходит в считанные минуты. Для реализации этих потенциальных маневренных возможностей ПТУ должна быть оснащена байпасной трубой. Для возможности глубокого разгружения ПГУ она должна быть многовальной.

4. При одинаковой мощности паросиловой и парогазовой ТЭС *потребление охлаждающей воды ПГУ примерно втрое меньше*. Это определяется тем, что мощность паросиловой части ПГУ составляет 1/3 от общей мощности, а ГТУ охлаждающей воды практически не требует.

5. *ПГУ имеет умеренную стоимость установленной единицы мощности*, что связано с меньшим объемом строительной части, с отсутствием сложного энергетического котла, дорогой дымовой трубы, системы регенеративного подогрева питательной воды, использованием более простых паровой турбины и системы технического водоснабжения.

6. *ПГУ имеют существенно меньший строительный цикл*. ПГУ, особенно одновальные, можно вводить поэтапно. Это упрощает проблему инвестиций.

Парогазовые установки практически не имеют недостатков, скорее следует говорить об определенных ограничениях и требованиях к оборудованию и топливу. Установки, о которых идет речь, требуют использования природного газа. Попытки использования тяжелых сортов жидкого и тем более твердого топлива требуют сложных систем подготовки топлива и очистки образующегося газа, что приводит к существенному уменьшению КПД (до 42—44 %). Впрочем, для России, где доля используемого для энергетики относительно недорогого газа превышает 60 % и половина его используется по экологическим соображениям на ТЭЦ, имеются все возможности для сооружения ПГУ.

Таблица 8.3 Показатели зарубежных ПГУ и ГТУ большой мощности для привода электрогенератора с частотой вращения 50 с-1(по данным обобщения РАО "ЕЭС России")

ПГУ				ГТУ						Паровая турбина
Производитель, тип ПГУ	Год создания	Мощность нетто, МВт	КПД нетто, %	Мощность, МВт	КПД, %	Степень сжатия компрессора	Расход газов, кг/с	Температура выходных газов, °C	Количество и тип ГТУ	Мощность, МВт
ABB										
КА 13Е-2	1993	485,1	53,5	318,6	35,7	14,6	532,5	524	2 x GT13E2	166,5
КА 13Е2-3	1993	727,5	53,5	477,9	35,7	14,6	532,5	524	3 x GT13E2	249,6
КА-26-1	1996	396,0	58,5	257,0	37,8	30,0	542	608	1 x GT26	140,0
КА-26-2	1996	750,	58,2	465,	37,8	30,0	542	608	2 x GT26	260,0

		0		2						
GE Power Systems										
S406B	1979	243, 1	49,5	153, 2	32,2	12,0	139,8	532	4 x MS6001B	93,9
S209E	1979	383, 7	52,7	243, 2	33,8	12,3	404,1	538	2 x MS900IE	146,1
SI09EC	1994	259, 3	54,0	166, 6	34,9	14,2	507,6	558	1 x MS900IE	96,6
S209EC	1994	522, 6	54,4	333, 2	34,9	14,2	507,6	558	2 x MS900IE	197,6
S109FA	1994	390, 8	56,7	254, 1	36,9	15,4	642,3	609,5	1 x MS900IF	141,8
S209FA	1994	786, 9	57,1	508, 2	36,9	15,4	642,3	609,5	2 x MS900IF	289,5
S10911	1997	480, 0	60,0	—	—	—	—	—	—	—
Mitsubishi Heavy Industries										
MPCP1(MW- 701)	1981	212, 5	51,4	142, 1	34,8	14,0	441,3	542	1 x MW- 701	70,4
MPCP3(MW- 701)	1981	642, 3	51,8	423, 6	34,8	14,0	441,3	542	3 x MW- 701	218,7
MPCP1(VW- 01F)	1992	399, 0	56,9	266, 1	38,2	17,0	651,5	586	1 X 701F	132,9
MPCP2(MW- 701F)	1992	804, 7	57,4	532, 2	38,2	17,0	651,5	586	2 x 701F	272,5
MPCP1(MW- 701G)	1997	484, 4	58,0	328, 9	39,55	21,0	737,8	587	1 x 701G	155,5
MPCP2(MW- 701G)	1997	972, 1	58,2	657, 8	39,55	21,0	737,8	587	2 x 701G	314,3
Siemens										
GUD1.94.2	1987	238, 0	52,1	154, 0	34,5	11,1	513,9	540	1 x V94.2	88,0
GUD2.94.2	1987	478, 0	52,3	308, 0	34,5	11,1	513,9	540	2 x V94.2	177,0
GUDIS.94.3	1997	285, 0	56,0	(182)	36,4	14,0	527,1	570	1 x V94.3	108,5
GUD2.94.3	1997	558, 0	54,4	364, 0	36,4	14,0	527,1	570	2 x V94.3	205,0
GUDIS.94.3A	1995	380, 0	58,0	(255)	38,5	17,0	641	562	1 x V94.3A	130,0
GUD2.94.3A	1995	760, 0	58,0	510, 0	38,5	17,0	641	562	2 x V94.3A	260,0

Ведущими западными фирмами создана широкая номенклатура ГТУ (см. табл. 8.3), позволяющая удовлетворить практически любые требования заказчиков, использующих эти ГТУ для сооружения ПГУ.

За рубежом ведется массовое строительство ПГУ. Его тенденции можно увидеть из рис. 8.15, на котором представлен прогноз мировых заказов, составленный фирмой Siemens на ближайшую пятилетку. Общий ежегодный заказ на теплоэнергетические мощности возрастет с 64 до 70 ГВт. В 1993—1998 гг. доля паровых турбин мощностью более 20 МВт составляла 60 %, а ГТУ мощностью более 50 МВт — 40 %. В 1999—2004 гг. заказ на ГТУ возрастет до 48 %, причем доля ПГУ увеличится с 40 до 52 %. Доля паровых турбин также возрастает, однако часть их, естественно, будет использоваться в ПГУ. Вместе с тем доля ГТУ, работающих автономно в качестве пиковых агрегатов, остается неизменной и будет составлять 12 %. Все это говорит о том, что строительство ПГУ является преобладающей тенденцией в современной теплоэнергетике.

2.12 Устройство современных ТЭС на базе двигателей внутреннего сгорания

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на следующие особенности.

1. Газопоршневая установка

Газопоршневые установки (ГПУ). В последнее время все более очевидны преимущества и перспективы применения поршневых газовых двигателей внутреннего сгорания для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии. Реальным путем повышения эффективности энергетического производства является развитие локальных автономных децентрализованных источников комбинированного производства электроэнергии и тепла на базе газопоршневых двигателей, неоспоримыми преимуществами которых являются высокий КПД, полная независимость от региональных энергосетей, а следовательно, и от роста тарифов, надежность, отсутствие затрат на строительство подводящих и распределительных сетей.

В основе работы газопоршневых двигателей (ГПД) лежит принцип действия двигателя внутреннего сгорания (ДВС – это тип двигателя, тепловая машина, в которой химическая энергия топлива, обычно применяется жидкое или газообразное углеводородное топливо, сгорающего в рабочей зоне, преобразуется в механическую работу).

На данный момент в промышленности выпускаются два типа поршневых двигателей, работающих на газе: газовые двигатели - с электрическим (искровым) зажиганием, и газодизели - с воспламенением газовоздушной смеси впрыском запального (жидкого) топлива. Газовые двигатели получили более широкое применение в энергетике за счет повсеместной тенденции использования газа как более дешевого топлива (как природного, так и альтернативного) и относительно экологически более безопасного с точки зрения выбросов с выхлопными газами.

2. Характеристики газопоршневых установок

Общие характеристики газопоршневых установок. Диапазон единичных мощностей ГПУ находится в районе от 0,1 до десятков мегаватт. Общий моторесурс находится в пределах 250 000 часов, ресурс до капитального ремонта составляет 60 000 часов. Кроме большого моторесурса к достоинствам ГПУ стоит отнести малую зависимость температуры окружающего воздуха на КПД двигателя, необходимое низкое давление топливного газа от 0,01 до 0,035 МПа (не требуют дожимного компрессора), низкое снижение КПД при 50% снижении мощности, неограниченное количество запусков. Кроме того одними из достоинств газопоршневой установки является ремонт агрегата на месте, низкие эксплуатационные затраты и малые размеры, т. е. низкие инвестиционные затраты, возможность кластеризации (параллельная работа нескольких установок).

3. Топливо для газопоршневых установок.

Установка работает на нескольких видах топлива, имеет относительно низкий уровень начальных инвестиций за 1 кВт и обладает широкой линейкой выходной мощности.

Топливо для газопоршневых установок. Одним из важнейших моментов при выборе типа ГТУ является изучение состава топлива. Производители газовых двигателей предъявляют свои требования к качеству и составу топлива для каждой модели. Основными характеристиками служат:

- метановое число газа (процентное содержание метана в объеме газа);
- теплота сгорания низшая и высшая;
- степень детонации;
- серосодержание.

В настоящее время многие производители проводят адаптацию своих двигателей под соответствующее топливо, что в большинстве случаев не занимает много времени и не требует больших финансовых затрат.

Помимо природного газа, газопоршневые установки могут использовать в качестве топлива:

- пропан;
- бутан;
- попутный нефтяной газ;
- газы химической промышленности;
- коксовый газ;
- древесный газ;
- пиролизный газ;
- газ мусорных свалок;
- газ сточных вод и т. д.

Применение в качестве топлива перечисленных специфических газов вносит важный вклад в сохранение окружающей среды и кроме того позволяет использовать регенеративные источники энергии.

4. Дизель-генераторные электростанции

Газопоршневые установки работающие в составе электростанций. Важнейшей характеристикой любого двигателя в составе электростанции является КПД по выработки электроэнергии, определяющий основной, но не полный объем потребления газа. Электрический КПД газопоршневых двигателей составляет от 36 до 45 %, суммарное КПД составляет до 90 % (при утилизации тепла выхлопных газов).

Современные Мини-ТЭС предназначены для выработки электричества и тепла (когенерация), а так же электричества, тепла и холода (тригенерация). В состав Мини-ТЭС на базе газопоршневых установок для производства электричества и тепла входят:

- газопоршневые двигатели внутреннего сгорания;
- генераторы постоянного или переменного тока (предназначены для преобразования механической энергии вращающегося вала двигателя в электроэнергию);
- котлы-утилизаторы (водогрейные или паровые котлы использующие теплоту отходящих газов из двигателей);
- радиаторы (теплообменные аппараты использующиеся для охлаждения гликоля в системе охлаждения двигателей);
- система охлаждения двигателя (пластинчатые теплообменники, насосы, терmostаты);
- системы управления;
- системы вентиляции;
- системы автоматического пожаротушения и сигнализации;
- системы маслодолива (масляные баки с насосами).

При тригенерации станция дополнительно оборудуется компрессорными или абсорбционными кондиционерами для выработки холода.

Кроме того, Мини-ТЭС при дефиците тепловых мощностей в пиковые часы или при потребности в большом количестве пара, может комплектоваться пиковым водогрейным или паровым котлом.

Работа Мини-ТЭС на газопоршневых установках при когенерации. При когенерации параллельно с выработкой электроэнергии станция вырабатывает тепловую энергию в виде горячей воды или пара. Для охлаждения двигателя используется замкнутый контур с охлаждающей жидкостью, которая отбирая тепло у двигателя, подается в теплообменник, где передает свое тепло теплоносителю. Управление потоком охлаждающей жидкости осуществляют механический терmostат и трехходовой клапан, которые в зависимости от температуры ОЖ, направляют ее либо в рубашку охлаждения

двигателя, либо в теплообменник, либо в радиатор воздушного охлаждения. Таким образом, теплообменник является первой ступенью утилизации тепла.

Далее теплоноситель направляется в котел-утилизатор, где догревается за счет тепла выхлопных газов. В случае, когда температура выхлопных газов низкая (двигатель только запущен), они направляются по байпасному газоходу в дымовую трубу. Таким образом, комбинированная выработка электрической и тепловой энергии позволяет повысить эффективность использования топлива до (85÷90) %. При инсталляции газопоршневых установок не возникает проблем, так как необходимое для них давление и качество газа являются нормой для большинства газопроводов. На газопоршневых установках, имеющих высокую степень автоматизации, требуется минимальное количество персонала.

Газопоршневые установки могут поставляться в комплекте с модульным быстровозводимым зданием или в контейнерах. Контейнерные ГПУ, расположенные вблизи предприятия-потребителя, имеют транзитные электросети малой протяженности, менее подвержены внешним воздействиям, что повышает надежность энергоснабжения.

2.13 Исследование работы ТЭС на базе двигателей внутреннего сгорания

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на следующие особенности.

1. Газопоршневая установка

Газопоршневая установка с утилизацией тепловой энергии представляет собой газопоршневой двигатель или двигатель внутреннего сгорания (рис.1), с помощью которого на валу генератора вырабатывается электрическая энергия, а тепловая энергия (горячая вода или пар) получается при утилизации отработанной в двигателе газовоздушной смеси с помощью теплообменника.



*Рис.1. Внешний вид газопоршневого агрегата (ГПА),
фото с сайта www.cooperation.ru*

В ГПА максимальный общий КПД составляет 80-85% (электрический КПД около 40%, тепловой - 40-45%). Отношение электрической мощности к тепловой составляет 1:1,2. Электрическая мощность единичного блока ГПА может быть от 1 до 16 МВт, а, учитывая тот факт, что установки могут работать параллельно, требуемая потенциальному заказчику мощность практически не ограничена. Стоит заметить, что данные параметры могут значительно отличаться в зависимости от фирмы-производителя и конкретного проекта, в т.ч. минимальная и максимальная мощность единичного блока (они могут изготавливаться производителем на заказ).

В настоящее время ГПА применяются различными предприятиями (в т.ч. промышленными и энергоснабжающими), медицинскими и административными зданиями, крупными гостиницами, торговыми, спортивными, офисными центрами и т.д.

Стоит отметить, что ГПА с успехом внедряются на буровых платформах и скважинах, шахтах, очистных сооружениях, в качестве резервного, вспомогательного или основного источника электроэнергии. Это происходит из-за того, что в ГПА могут использоваться следующие виды газа:

- пропан-бутановые смеси;
- природный (сжиженный, сжатый, магистральный);
- попутный газ нефтяных скважин;
- промышленный (пиролизный, коксовый, шахтный);
- биогаз;
- и т.д.

При реконструкции энергообъектов или новом строительстве можно выделить несколько компоновочных решений внедрения ГПА:

1. Строительство ГПА на отдельной площадке, новое строительство.
2. Установка ГПА в действующей котельной, в виде надстройки.

Сравнение ГПА и газотурбинной установки (ГТУ)

Основным плюсом ГПА по сравнению с ГТУ является ее устойчивость к снижению электрической нагрузки. При уменьшении нагрузки до 50%, электрический КПД ГТУ значительно снижается. Для ГПА такое же изменение режима нагрузки практически не влияет как на общий, так и на электрический КПД. При повышении температуры окружающего воздуха от -30 до +30 °С электрический КПД у ГТУ падает на 15-20%. ГПА в свою очередь имеет более высокий и постоянный электрический КПД во всем интервале температур.

Удельный расход топлива на выработанный кВт·ч электроэнергии меньше у ГПА, при любом нагрузочном режиме. Это объясняется тем, что электрический КПД ГПА больше. При одинаковых электрических мощностях, выработка тепловой энергии у ГТУ выше, поэтому в некоторых случаях для потенциального потребителя это может являться немаловажным фактором.

При строительстве ГПА требуется значительно больше места, чем при строительстве ГТУ, хотя отпадает необходимость строительства компрессора для дожима газа на входе в агрегат. Снижение давления газа уменьшает охранную зону установки, тем самым создается возможность эксплуатации в зоне жилой застройки.

ГПА в отличие от ГТУ чаще требуется останавливать для технического обслуживания. Как правило, капитальный ремонт ГПА производится на месте, а ГТУ транспортируется на специальный завод.

Данное сравнение является условным и выбор того или иного технического решения зависит от конкретного проекта и характеристик оборудования различных фирм-производителей.

Опыт ЗАО «Волгоэлектросеть-НН» при эксплуатации мини-ТЭЦ микрорайона «Октябрьский» в г. Бор Нижегородской обл.

Основные технико-экономические показатели проекта мини-ТЭЦ микрорайона «Октябрьский» в г. Бор:

1. электрическая и тепловая мощность 4,20МВт и 14,85 МВт соответственно;
2. генерирующее оборудование - четыре параллельно работающие ГПА (рис. 2);
3. теплогенерирующее оборудование - четыре параллельно работающие модуля-utiлизации тепла ГПУ и два водогрейных котла;
4. напряжение генераторов составляет 10 кВ;
5. утилизированная ТЭ поступает в муниципальные тепловые сети на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения (ГВС) микрорайона «Октябрьский»;

6. выдача мощности в энергосистему ОАО «Нижновэнерго» на напряжении 35 кВ: на две распределительные подстанции 110/35/10 кВ и две распределительные подстанции 35/10 кВ;
7. возможность резервного, изолированного от энергосистемы, электроснабжения потребителей от одной подстанции;
8. блочно-интегральная компоновка оборудования;
9. полностью автоматизированный технологический процесс управления, оперативный персонал смены - 2 чел.;
10. строительство объекта выполняется двумя технологическими очередями; на первой очереди в работу были введены две когенерационные установки (электрическая мощность - 2 МВт, тепловая - 2 Гкал/ч);
11. объем капитальных затрат на строительство объекта - 160 млн руб. (первая очередь 80 млн руб.);
12. состав финансовых средств, привлекаемых для строительства объекта: 50% - собственные средства, 50% - средства кредитных организаций;
13. тарифы на производимую ЭЭ и ТЭ на 10-15% ниже утвержденных для организаций и предприятий в данном районе;
14. срок эксплуатации оборудования до капитального ремонта - не менее 64 тыс. ч (~8 лет);
15. срок окупаемости проекта 4-5 лет в зависимости от стоимости энергоносителей.



*Рис. 2. ГПА в г. Бор.
Фото из журнала «Новости теплоснабжения»*

Опыт ОАО «Башкирэнерго» при эксплуатации ГПА

В рамках программы оснащения санаторно-курортных учреждений Республики Башкортостан автономными источниками энергоснабжения, в декабре 2003 г. в санатории «Юматово», расположенном вблизи г. Уфа, была пущена мини-ТЭЦ с одним агрегатом «Йенбахер» (J320GS-N.LC), аналогичным уже используемым двум на мини-ТЭЦ «Красноусольск». Для нового развивающегося курорта «Ассы», расположенного в горном Белорецком районе Башкортостана, тендер на поставку аналогичного по характеристикам оборудования выиграла, благодаря гибкой ценовой политике, фирма «Катерпиллер».

Ввод в эксплуатацию ГПА мини-ТЭЦ «Ассы» с двумя агрегатами САТ G3516 электрической мощностью по 1,03 МВт произведен в начале 2004 г.

В марте 2004 г. начата эксплуатация ГП электростанции средней мощности - Зауральской ТЭЦ в г. Сибае, электрической мощностью 27,4 МВт, состоящей из 10 агрегатов «Йенбахер» (JMS620GS-G.LC). Необходимость строительства этой ТЭЦ была обусловлена дефицитом электрической мощности в Башкирском Зауралье, запитываемом от соседних областей (Челябинской и Оренбургской). Выбор ГПА технологии для Зауральской ТЭЦ был выполнен на конкурсной основе в конкуренции с альтернативными газотурбинными установками. На сегодняшний день - это самая крупная газопоршневая ТЭЦ на постсоветском пространстве, уникальный для российской энергетики объект. Тепловая мощность подбиралась исходя из возможности круглогодичного обеспечения нагрузки ГВС курортов и г. Сибай с учетом ее суточного колебания, а в отопительный период - с возможностью выдачи тепла в контур отопления параллельно существующим котельным.

Тепловой электрической станцией называется комплекс оборудования и устройств, преобразующих энергию топлива в электрическую и (в общем случае) тепловую энергию. Тепловые электростанции характеризуются большим разнообразием и их можно классифицировать по различным признакам. По назначению и виду отпускаемой энергии электростанции разделяются на районные и промышленные. Районные электростанции – это самостоятельные электростанции общего пользования, которые обслуживают все виды потребителей района (промышленные предприятия, транспорт, население и т.д.). Районные конденсационные электростанции, вырабатывающие в основном электроэнергию, часто сохраняют за собой историческое название – ГРЭС (государственные районные электростанции). Районные электростанции, вырабатывающие электрическую и тепловую энергию (в виде пара или горячей воды), называются теплоэлектроцентралями (ТЭЦ). Как правило, ГРЭС и районные ТЭЦ имеют мощность более 1 млн кВт. Промышленные электростанции – это электростанции, обслуживающие тепловой и электрической энергией конкретные производственные предприятия или их комплекс, например завод по производству химической продукции.

Промышленные электростанции входят в состав тех промышленных предприятий, которые они обслуживают. Их мощность определяется потребностями промышленных предприятий в тепловой и электрической энергии и, как правило, она существенно меньше, чем районных ТЭС. Часто промышленные электростанции работают на общую электрическую сеть, но не подчиняются диспетчеру энергосистемы. Ниже рассматриваются только районные электростанции. По виду используемого топлива тепловые электростанции разделяются на электростанции, работающие на органическом топливе и ядерном горючем. За конденсационными электростанциями, работающими на органическом топливе, во времена, когда еще не было атомных электростанций (АЭС), исторически сложилось название тепловых (ТЭС – тепловая электрическая станция).

Именно в таком смысле ниже будет употребляться этот термин, хотя и ТЭЦ, и АЭС, и газотурбинные электростанции (ГТЭС), и парогазовые электростанции (ПГЭС) также являются тепловыми электростанциями, работающими на принципе преобразования тепловой энергии в электрическую. В качестве органического топлива для ТЭС используют газообразное, жидкое и твердое топливо. Большинство ТЭС России, особенно в европейской части, в качестве основного топлива потребляют природный газ, а в качестве резервного топлива – мазут, используя последний ввиду его высокой стоимости только в крайних случаях; такие ТЭС называют газомазутными. Во многих регионах, в основном в азиатской части России, основным топливом является энергетический уголь – низкокалорийный уголь или отходы высококалорийного каменного угля (антрацитовый штыб – АШ). Поскольку перед сжиганием такие угли размалываются в специальных мельницах до пылевидного состояния, то такие ТЭС называют пылеугольными. По типу теплосиловых установок, используемых на ТЭС для преобразования тепловой энергии в механическую энергию вращения роторов

турбоагрегатов, различают паротурбинные, газотурбинные и парогазовые электростанции. Основой паротурбинных электростанций являются паротурбинные установки (ПТУ), которые для преобразования тепловой энергии в механическую используют самую сложную, самую мощную и чрезвычайно совершенную энергетическую машину – паровую турбину. ПТУ – основной элемент ТЭС, ТЭЦ и АЭС. Газотурбинные тепловые электростанции (ГТЭС) оснащаются газотурбинными установками (ГТУ), работающими на газообразном или, в крайнем случае, жидким (дизельном) топливе. Поскольку температура газов за ГТУ достаточно высока, то их можно использовать для отпуска тепловой энергии внешнему потребителю.

Такие электростанции называют ГТУ-ТЭЦ. Парогазовые тепловые электростанции комплектуются парогазовыми установками (ПГУ), представляющими комбинацию ГТУ и ПТУ, что позволяет обеспечить высокую экономичность. ПГУ-ТЭС могут выполняться конденсационными (ПГУ-КЭС) и с отпуском тепловой энергии (ПГУ-ТЭЦ). По технологической схеме паропроводов ТЭС делятся на блочные ТЭС и на ТЭС с поперечными связями. Блочные ТЭС состоят из отдельных, как правило, однотипных энергетических установок – энергоблоков. В энергоблоке каждый котел подает пар только для своей турбины, из которой он возвращается после конденсации только в свой котел.

По блочной схеме строят все мощные ГРЭС и ТЭЦ, которые имеют так называемый промежуточный перегрев пара. Работа котлов и турбин на ТЭС с поперечными связями обеспечивается по-другому: все котлы ТЭС подают пар в один общий паропровод (коллектор) и от него питаются все паровые турбины ТЭС. По такой схеме строятся КЭС без промежуточного перегрева и почти все ТЭЦ на докритические начальные параметры пара. По уровню начального давления различают ТЭС докритического давления и сверхкритического давления (СКД). Критическое давление – это 22,1 МПа (225,6 ат). В российской теплоэнергетике начальные параметры стандартизованы: ТЭС и ТЭЦ строятся на докритическое давление 8,8 и 12,8 МПа (90 и 130 ат), и на СКД – 23,5 МПа (240 ат).

ТЭС на сверхкритические параметры по техническим причинам выполняются с промежуточным перегревом и по блочной схеме. Часто ТЭС или ТЭЦ строят в несколько этапов – очередями, параметры которых улучшаются с вводом каждой новой очереди. Общее представление о тепловой электростанции Рассмотрим типичную конденсационную ТЭС, работающую на органическом топливе, пока практически не интересуясь процессами, происходящими в ее оборудовании. Схема этого предприятия показана на рис. 1.1. ТЭС – это огромное промышленное предприятие по производству электроэнергии. Основным «сырьем» для работы ТЭС является органическое топливо, содержащее запас химической энергии, измеряемый теплотой сгорания $Q_{\text{сг}}$. Топливо подается в котел и для его сжигания сюда же подается окислитель – воздух, содержащий кислород. Воздух берется из атмосферы. В зависимости от состава и теплоты сгорания для полного сжигания 1 кг топлива требуется 10 – 15 кг воздуха и, таким образом, воздух – это тоже природное «сырье» для производства электроэнергии, для доставки которого в зону горения необходимо иметь мощные высокопроизводительные нагнетатели. В результате химической реакции сгорания, при которой углерод С топлива превращается в оксиды CO_2 и CO , водород H_2 – в пары воды H_2O , сера S – в оксиды $\text{S}_0\text{2}$ и $\text{S}_0\text{3}$ и т.д., образуются продукты сгорания топлива – смесь различных газов высокой температуры. Именно тепловая энергия продуктов сгорания топлива является источником электроэнергии, вырабатываемой ТЭС. Далее внутри котла осуществляется передача тепла от дымовых газов к воде, движущейся внутри труб. К сожалению, не всю тепловую энергию, высвободившуюся в результате сгорания топлива, по техническим и экономическим причинам удается передать воде. Охлажденные до температуры 130 – 160 °С продукты сгорания топлива (дымовые газы) через дымовую трубу покидают ТЭС.

Часть теплоты, уносимой дымовыми газами, в зависимости от вида используемого топлива, режима работы и качества эксплуатации, составляет 5 – 15 %. Часть тепловой энергии, оставшаяся внутри котла и переданная воде, обеспечивает образование пара высоких начальных параметров. Этот пар направляется в паровую турбину. На выходе из турбины с помощью аппарата, который называется конденсатором, поддерживается глубокий вакуум: давление за паровой турбиной составляет 3 – 8 кПа (атмосферное давление находится на уровне 100 кПа). Поэтому пар, поступив в турбину с высоким давлением, движется к конденсатору, где давление мало, и расширяется. Именно расширение пара и обеспечивает превращение его потенциальной энергии в механическую работу. Паровая турбина устроена так, что энергия расширения пара преобразуется в ней во вращение ее ротора. Ротор турбины связан с ротором электрогенератора, в обмотках статора которого генерируется электрическая энергия, представляющая собой конечный полезный продукт (товар) функционирования ТЭС. Для работы конденсатора, который не только обеспечивает низкое давление за турбиной, но и заставляет пар конденсироваться (превращаться в воду), требуется большое количество холодной воды. Это – третий вид «сырья», поставляемый на ТЭС, и для функционирования ТЭС он не менее важен, чем топливо. Поэтому ТЭС строят либо вблизи имеющихся природных источников воды (река, море), либо строят искусственные источники (пруд-охладитель, воздушные башенные охладители и др.). Основная потеря тепла на ТЭС возникает из-за передачи теплоты конденсации охлаждающей воде, которая затем отдает ее окружающей среде. С теплом охлаждающей воды теряется более 50 % тепла, поступающего на ТЭС с топливом. Кроме того, в результате происходит тепловое загрязнение окружающей среды. Часть тепловой энергии топлива потребляется внутри

ТЭС либо в виде теплоты (например, на разогрев мазута, поступающего на ТЭЦ в густом виде в железнодорожных цистернах), либо в виде электроэнергии (например, на привод электродвигателей насосов различного назначения). Эту часть потерь называют собственными нуждами. На рис. 1.1 показана диаграмма превращения теплоты топлива на ТЭС с тремя газомазутными энергоблоками электрической мощностью по 800 МВт, осредненная за годовой период. Отношение количества энергии, отпущенное ТЭС за некоторый промежуток времени, к затраченной за это время теплоте, содержащейся в сожженном топливе, называется коэффициентом полезного действия нетто ТЭС по выработке электроэнергии. Для ТЭС, рассмотренной на рис. 1.1, он составляет 38,4 %.

Понятие КПД нетто ТЭС обычно используется как универсальная оценка для сравнения ТЭС в различных странах, при научном анализе и в некоторых других случаях. В повседневной практике на ТЭС используют другой показатель – удельный расход условного топлива by , измеряемый в г/(кВт·ч). Условное топливо – это топливо, имеющее теплоту сгорания $Q_{cg} = 7000$ ккал/кг = 29,33 МДж/кг. Если, например, на ТЭС сожгли 100 т угля с теплотой сгорания $Q_{cg} = 3500$ ккал/кг, т.е. использовали $By = 50$ т у.т., и при этом отпущено в сеть $\mathcal{E} = 160000$ кВт·ч электроэнергии, то удельный расход условного топлива составит $by = 50 \cdot 106 / 160000 = 312,5$ г/(кВт·ч). Между КПД ТЭС нетто и удельным расходом условного топлива существует элементарная связь: $by = 123/\eta_{TЭС}$; $\eta_{TЭС} = 123/by$.

Полезно и легко запомнить, что удельному расходу $by = 333$ г/(кВт·ч) соответствует КПД нетто $\eta_{TЭС} \approx 37\%$. Примерно такой уровень имеет типичная ТЭС России. Рассмотрим несколько примеров. В 2001 г. ТЭС АО-энерго России выработали 529,3 млрд кВт·ч электроэнергии при среднем расходе удельного условного топлива $by = 338,5$ г/(кВт·ч).

Следовательно, для этого пришлось сжечь $BT = 338,5 \cdot 10^6 \cdot 529,3 \cdot 10^6$ т = 179,2 млн т у.т. Экономия условного топлива всего в 1 г/(кВт·ч) в масштабах России дает экономию условного топлива $\Delta BT = (1/338,5) \cdot 179,2 = 0,53$ млн т, т.е. примерно полмиллиона тонн. Повышение КПД нетто ТЭС на 1 % означает уменьшение удельного

расхода условного топлива на $\Delta by = 0,01 \cdot 338,5 \approx 3,4 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$, что дает экономию условного топлива в масштабах России $\Delta Bt = 0,53 \cdot 3,4 \approx 1,8 \text{ млн т у.т.}$ На пылеугольной Рефтинской ГРЭС общей мощностью 3800 МВт удельный расход условного топлива $by = 336,5 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$.

Если энергоблоки ГРЭС работают с полной нагрузкой, то суточный расход условного топлива составит $Bt = 336,5 \cdot 10^6 \cdot 3800 \cdot 103 \cdot 24 = 30700 \text{ т.}$ Если в данном случае для простоты считать, что теплота сгорания используемого и условного топлива совпадает, а уголь перевозится в вагонах емкостью 60 т, то для перевозки потребуется $30700/60 \approx 311 \text{ вагонов, т.е. примерно 10 железнодорожных составов.}$ Иными словами, ГРЭС должна принимать и соответственно сжигать каждый час по одному составу. Тепловая электростанция пропускает через себя огромное количество воды. Можно считать, что для отпуска 1 кВт·ч электроэнергии требуется примерно $0,12 \text{ м}^3$ охлаждающей воды, которая поступает к конденсатору с температурой, примерно равной температуре окружающей среды. В конденсаторе она нагреется на $8 - 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и покинет его.

2.14 Устройство современных когенерационных установок

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на следующие особенности.

1 Понятие когенерации

Когенерационная установка - это использование первичного источника энергии - газа, для получения двух форм энергии - тепловой и электрической позволяет использовать тепловую энергию, которая обычно улетучивается в атмосферу вместе с дымовыми газами. При использовании когенераторной установки значительно возрастает общий коэффициент использования топлива. Использование когенерационной установки в значительной степени сокращает расходы на энергообеспечение (когенераторная установка - это энергетическая независимость потребителей, надежная подача энергии и существенное снижение затрат на получение тепловой энергии).

К основным преимуществам когенерационных установок относятся:

- увеличение эффективности использования топлива благодаря более высокому КПД;
- снижение вредных выбросов в атмосферу по сравнению с раздельным производством тепла и электроэнергии;
- уменьшение затрат на передачу электроэнергии, так как когенерационные установки размещаются в местах потребления тепловой и электрической энергии, потери в сетях практически отсутствуют;
- возможность работы на биотопливе и на др. альтернативных видах топлива;
- бесшумность и экологичность оборудования;
- обеспечение собственных потребностей котельной в электроэнергии.

Доход (или экономия) от реализации электричества и тепловой энергии, за короткий срок, покрывают все расходы на когенераторную электростанцию. Окупаемость вложений в когенерационную установку происходит быстрее окупаемости средств, затраченных на подключение к тепловым сетям, обеспечивая тем самым, устойчивый возврат вложений в когенерационную установку. Компактные, экологически безопасные когенераторные электростанции покрывают дефицит мощностей в больших городах.

Теплоутилизатор является основной компонентой любой когенерационной системы. Принцип его работы основан на использовании энергии отходящих горячих газов двигателя электрогенератора (турбины или поршневого двигателя).

Простейшая схема работы теплоутилизатора состоит в следующем: отходящие газы проходят через теплообменник, где производится перенос тепловой энергии жидкостному теплоносителю (вода, гликоль). После этого охлажденные отходящие газы

выбрасываются в атмосферу, при этом их химический и количественный состав не меняется. Кроме того, в атмосферу уходит и существенная часть неиспользованной тепловой энергии. Это происходит по следующим причинам:

- для эффективного теплообмена температура отходящих газов должна быть выше температуры теплоносителя (не менее чем на 30 °C);

- отходящие газы не должны охлаждаться до температур, при которых начинается образование водяного конденсата в дымоходах, что препятствует нормальному выходу газов в атмосферу;

- отходящие газы не должны охлаждаться до температуры, при которой начинается образование кислотного конденсата, что приводит к коррозии материалов (особенно это справедливо для топлива с повышенным содержанием сероводорода);

- извлечение дополнительной энергии (скрытой теплоты водяных паров, содержащихся в газе) возможно только путем понижения температуры отходящих газов до уровня ниже 100°C, когда водяные пары переходят в жидкостную форму, но при этом необходимо не забывать о трех других ограничениях, указанных выше.

Из вышесказанного следует, что в качестве утилизатора тепла в когенерационной системе трудно использовать готовое типовое теплоэнергетическое оборудование. Теплоутилизатор, как правило, проектируется с учетом параметров и характеристик отходящего потока газов для каждой модели турбогенератора или поршневого двигателя и типа применяемого топлива. Многие производители двигателей имеют собственные наработки или используют продукцию своих партнеров в части утилизации тепла, что упрощает проектирования и выбор решения в большинстве случаев.

Ошибка! Недопустимый объект гиперссылки. хорошо вписываются в электрическую схему, как отдельных потребителей, так и промышленных потребителей. Появление подобных установок позволяет разгрузить электрические сети, обеспечить стабильное качество электроэнергии и делает возможным подключение новых потребителей.

Области применения и эффект от использования когенерации представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Область применения и эффект от использования когенерации

Область применения	Цель применения	Эффект применения
Природные ресурсы. Добывающие отрасли. Нефть. Газ. Уголь. Лес.	Введение в хозяйственный оборот ныне бросовых ресурсов. Сжигание попутного, шахтного газов, опилок, щепы и других побочных продуктов производства. Оперативное снабжение энергией.	Уменьшение себестоимости конечной продукции за счет дешевой электрической и тепловой энергии. Оперативное снабжение энергией. Улучшение экологической обстановки.
Промышленность.	Устойчивое снабжение высококачественной электрической энергией и теплом. Построение собственной сетевой энергетической инфраструктуры с уменьшением зависимости от внешнего снабжения. Сглаживание пиковых нагрузок (уменьшение энергодефицита).	Получение дешевой электрической и тепловой энергии. Снижение себестоимости продукции. Постепенное наращивание энергетических мощностей. Равномерность капиталовложений небольшими порциями с быстрым получением

		энергии для производственных и хозяйственных нужд.
Сельское хозяйство. Пищевая промышленность.	Повышение энергооруженности сельскохозяйственного производства (фермы, холодильники, склады, переработка). Надежное снабжение энергией. Использование бросовых ресурсов (отходы животноводства, растениеводства, пищепереработки) для получения электрической и тепловой энергии.	Уменьшение затрат на строительство ЛЭП. Уменьшение убытков от перерывов электроснабжения (скоропортящиеся продукты). Снижение доли затрат на энергию в структуре себестоимости продукции.
Строительство. Коттеджные поселки. Населенные пункты.	Автономное или резервное снабжение электрической и тепловой энергией.	Улучшение условий труда и жизни. Исключение перебоев в электроснабжении из-за недостатка энергии.
Коммунальное хозяйство.	Дополнительные мощности. Снижение пиковых нагрузок. Аварийное снабжение жизненно важных объектов городской инфраструктуры. Добыча энергии из отходов жизнедеятельности населенных пунктов (мусор, сточные воды). Решение проблем утилизации отходов.	Повышение устойчивости функционирования городского хозяйства. Снижение себестоимости энергии. Уменьшение расходов на приобретение энергии со стороны. Решение экологических проблем городов.
Энергетика.	Создание инфраструктуры распределенной генерации электричества и тепла. Повышение надежности электроснабжения. Дополнительные мощности. Снижение пиковых нагрузок. Резервирование.	Ускорение отдачи капиталовложений за счет быстрого ввода мощностей. Равномерное наращивание. Уменьшение затрат на строительство электросетей. Увеличение доходов за счет улучшения учета, повышения оперативности выставления счетов и контроля отпуска энергии на ограниченной территории.
Медицина. Связь. Банки.	Надежность за счет резервирования и качества энергии. Снижение пиковых нагрузок	Бесперебойное решение профессиональных задач. Сохранность информации. Устойчивость связи.
Сфера обслуживания. Малые предприятия (магазины, рынки, рестораны, пекарни, прачечные, мастерские и т. д.).	Решение проблем энергоснабжения в условиях недоступности или трудности подключения к сетям.	При некотором повышении первоначальных затрат на организацию предприятия - достижение большой экономии в последующие периоды эксплуатации. Повышение конкурентоспособности бизнеса за счет устойчивого

		снабжения и низкой себестоимости собственной энергии.
Чрезвычайные ситуации.	Оперативное снабжение энергией мобильных подразделений (спасателей, госпиталей, гуманитарных операций, временных мест размещения пострадавших и т.д.)	Мобильность. Быстрое развертывание. Низкие эксплуатационные затраты.

2. Типы когенерационных установок

Существуют несколько основных типов когенераторных установок (КУ):

- энергоблоки на базе газопоршневых двигателей (ГПУ);
- газотурбинные установки (ГТУ);
- парогазовые установки (ПГУ);
- твердотопливные установки (ТТГУ);
- биогазовые установки (БГГУ);
- топливные элементы (ГУТЭ).

Система когенерации (или мини ТЭС) состоит из четырех основных частей:

- первичный двигатель;
- электрогенератор;
- система утилизации тепла;
- система контроля и управления.

В зависимости от существующих требований первичным двигателем могут служить поршневые двигатели, газовые турбины, паровые турбины, комбинации паровой и газовой турбин. В будущем все большее развитие получат топливные элементы.

3. Газотурбинные и парогазовые когенерационные установки

Газопоршневые установки (ГПУ). В последнее время все более очевидны преимущества и перспективы применения поршневых газовых двигателей внутреннего сгорания для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии. Реальным путем повышения эффективности энергетического производства является развитие локальных автономных децентрализованных источников комбинированного производства электроэнергии и тепла на базе газопоршневых двигателей, неоспоримыми преимуществами которых являются высокий КПД, полная независимость от региональных энергосетей, а следовательно, и от роста тарифов, надежность, отсутствие затрат на строительство подводящих и распределительных сетей.

В основе работы газопоршневых двигателей (ГПД) лежит принцип действия двигателя внутреннего сгорания (ДВС – это тип двигателя, тепловая машина, в которой химическая энергия топлива, обычно применяется жидкое или газообразное углеводородное топливо, сгорающего в рабочей зоне, преобразуется в механическую работу).

На данный момент в промышленности выпускаются два типа поршневых двигателей, работающих на газе: газовые двигатели - с электрическим (искровым) зажиганием, и газодизели - с воспламенением газовоздушной смеси впрыском запального (жидкого) топлива. Газовые двигатели получили более широкое применение в энергетике за счет повсеместной тенденции использования газа как более дешевого топлива (как природного, так и альтернативного) и относительно экологически более безопасного с точки зрения выбросов с выхлопными газами.

Общие характеристики газопоршневых установок. Диапазон единичных мощностей ГПУ находится в районе от 0,1 до десятков мегаватт. Общий моторесурс находится в пределах 250 000 часов, ресурс до капитального ремонта составляет 60 000 часов. Кроме большого моторесурса к достоинствам ГПУ стоит отнести малую

зависимость температуры окружающего воздуха на КПД двигателя, необходимое низкое давление топливного газа от 0,01 до 0,035 МПа (не требуют дожимного компрессора), низкое снижение КПД при 50% снижении мощности, неограниченное количество запусков. Кроме того одними из достоинств газопоршневой установки является ремонт агрегата на месте, низкие эксплуатационные затраты и малые размеры, т. е. низкие инвестиционные затраты, возможность кластеризации (параллельная работа нескольких установок).

Установка работает на нескольких видах топлива, имеет относительно низкий уровень начальных инвестиций за 1 кВт и обладает широкой линейкой выходной мощности.

Топливо для газопоршневых установок. Одним из важнейших моментов при выборе типа ГТУ является изучение состава топлива. Производители газовых двигателей предъявляют свои требования к качеству и составу топлива для каждой модели. Основными характеристиками служат:

- метановое число газа (процентное содержание метана в объеме газа);
- теплота сгорания низшая и высшая;
- степень детонации;
- серосодержание.

В настоящее время многие производители проводят адаптацию своих двигателей под соответствующее топливо, что в большинстве случаев не занимает много времени и не требует больших финансовых затрат.

Помимо природного газа, газопоршневые установки могут использовать в качестве топлива:

- пропан;
- бутан;
- попутный нефтяной газ;
- газы химической промышленности;
- коксовый газ;
- древесный газ;
- пиролизный газ;
- газ мусорных свалок;
- газ сточных вод и т. д.

Применение в качестве топлива перечисленных специфических газов вносит важный вклад в сохранение окружающей среды и кроме того позволяет использовать регенеративные источники энергии.

Газопоршневые установки работающие в составе электростанций. Важнейшей характеристикой любого двигателя в составе электростанции является КПД по выработки электроэнергии, определяющий основной, но не полный объем потребления газа. Электрический КПД газопоршневых двигателей составляет от 36 до 45 %, суммарное КПД составляет до 90 % (при утилизации тепла выхлопных газов).

Современные Мини-ТЭС предназначены для выработки электричества и тепла (когенерация), а так же электричества, тепла и холода (тригенерация). В состав Мини-ТЭС на базе газопоршневых установок для производства электричества и тепла входят:

- газопоршневые двигатели внутреннего сгорания;
- генераторы постоянного или переменного тока (предназначены для преобразования механической энергии вращающегося вала двигателя в электроэнергию);
- котлы-утилизаторы (водогрейные или паровые котлы использующие теплоту отходящих газов из двигателей);
- радиаторы (теплообменные аппараты использующиеся для охлаждения гликоля в системе охлаждения двигателей);
- система охлаждения двигателя (пластинчатые теплообменники, насосы, терmostаты);

- системы управления;
- системы вентиляции;
- системы автоматического пожаротушения и сигнализации;
- системы маслодолива (масляные баки с насосами).

При тригенерации станция дополнительно оборудуется компрессорными или абсорбционными кондиционерами для выработки холода.

Кроме того, Мини-ТЭС при дефиците тепловых мощностей в пиковые часы или при потребности в большом количестве пара, может комплектоваться пиковым водогрейным или паровым котлом.

Работа Мини-ТЭС на газопоршневых установках при когенерации. При когенерации параллельно с выработкой электроэнергии станция вырабатывает тепловую энергию в виде горячей воды или пара. Для охлаждения двигателя используется замкнутый контур с охлаждающей жидкостью, которая отобрав тепло у двигателя, подается в теплообменник, где передает свое тепло теплоносителю. Управление потоком охлаждающей жидкости осуществляют механический термостат и трехходовой клапан, которые в зависимости от температуры ОЖ, направляют ее либо в рубашку охлаждения двигателя, либо в теплообменник, либо в радиатор воздушного охлаждения. Таким образом, теплообменник является первой ступенью утилизации тепла.

Далее теплоноситель направляется в котел-утилизатор, где догревается за счет тепла выхлопных газов. В случае, когда температура выхлопных газов низкая (двигатель только запущен), они направляются по байпасному газоходу в дымовую трубу. Таким образом, комбинированная выработка электрической и тепловой энергии позволяет повысить эффективность использования топлива до (85÷90) %. При инсталляции газопоршневых установок не возникает проблем, так как необходимое для них давление и качество газа являются нормой для большинства газопроводов. На газопоршневых установках, имеющих высокую степень автоматизации, требуется минимальное количество персонала.

Газопоршневые установки могут поставляться в комплекте с модульным быстровозводимым зданием или в контейнерах. Контейнерные ГПУ, расположенные вблизи предприятия-потребителя, имеют транзитные электросети малой протяженности, менее подвержены внешним воздействиям, что повышает надежность энергоснабжения.

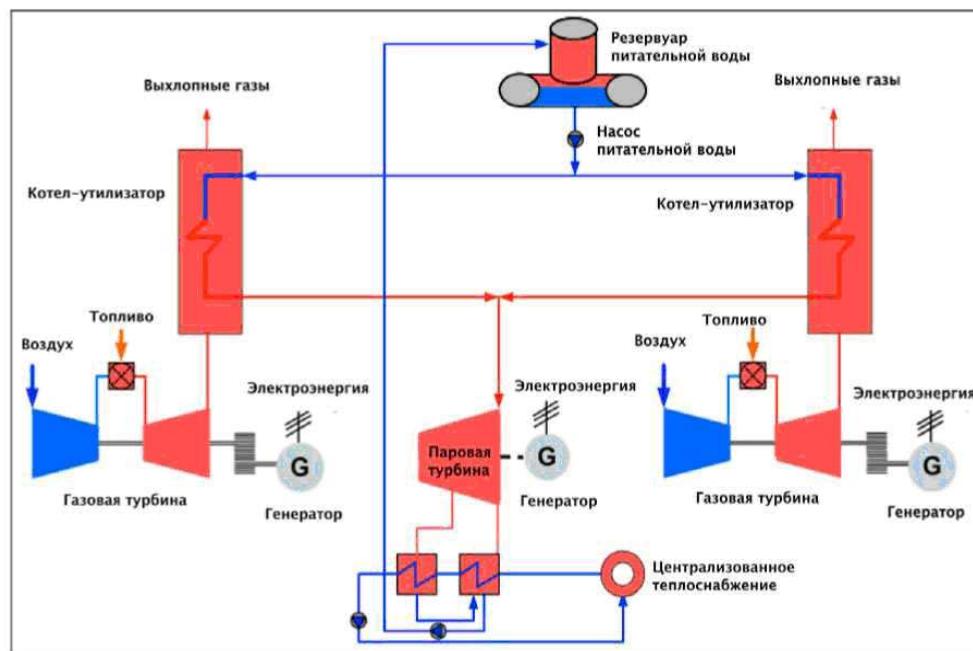


Рисунок 1 - Парогазовая когенерационная установка

Парогазовая установка (установка комбинированного цикла) состоит из одной или нескольких газовых турбин, соединенных с одной или несколькими паровыми турбинами (рисунок 1). Во многих случаях такие установки используются для комбинированного производства тепловой и электрической энергии. Тепло выхлопных газов газовой турбины утилизируется и используется для производства пара, приводящего в действие паровые турбины. Как правило, тепло, полученное в результате утилизации, используется для производства дополнительной электроэнергии, а не для отопления или нагрева. Преимуществами подобных систем являются высокое отношение электрической к тепловой энергии, а также высокий КПД. Газификация твердого топлива - одно из перспективных направлений развития технологий сжигания - также используется в сочетании с парогазовыми системами и когенерацией. Газификация топлива позволяет значительно снизить выбросы оксидов серы и азота по сравнению с традиционным сжиганием твердого топлива благодаря очистке газа после газификации, но до сжигания в турбине.

Объем производства электроэнергии может оказаться ниже, если система когенерации оптимизирована для утилизации тепла. Можно показать, что установка по сжиганию отходов, утилизирующая, например, 18 % энергии сжигаемых материалов в форме электроэнергии, эквивалентна установке, утилизирующей 42,5 % энергии в форме централизованно распределяемого тепла или пара, пригодного для коммерческого использования.

Принципиальное решение об использовании когенерации и выбор конкретного метода определяются рядом факторов; даже предприятия с аналогичными потребностями в энергии не могут считаться абсолютно одинаковыми в этом отношении. Во многих случаях принципиальное решение о внедрении когенерации определяется следующими факторами:

- принципиальным является наличие достаточных потребностей в тепле, отвечающих возможностям когенерации с точки зрения количества, температуры и т.п.;
- наличие у предприятия базисной нагрузки, т.е. уровня, ниже которого потребление электроэнергии опускается редко;
- сходный характер графиков потребностей в тепловой и электрической энергии;
- соотношение цен на топливо и тарифов на электроэнергию, обеспечивающее экономическую эффективность когенерации;
- высокий ожидаемый уровень загрузки (желательно более 4-5 тыс. час. работы при полной нагрузке в год).

В целом, применение когенерации оправдано на тех предприятиях, где имеются значительные потребности в тепле при температурах, соответствующих низкому или среднему давлению пара. При оценке потенциала производства с точки зрения когенерации важно убедиться в том, что нет оснований ожидать существенного сокращения потребностей в тепле. В противном случае эксплуатация системы, рассчитанной на производство избыточного тепла, окажется неэффективной.

Паровые турбины могут быть адекватным вариантом при выполнении следующих условий:

- базисная электрическая нагрузка превышает от 3 до 5 МВт;
- существует применение для низкопотенциального пара, и требуемое соотношение электрической и тепловой энергии превышает 1:4;
- доступность недорогого топлива с невысокой торговой наценкой;
- доступность адекватной площади для размещения системы;
- наличие высокопотенциального тепла, отходящего от технологических процессов (например, от печей или мусоросжигательных установок);
- необходимость замены существующей котельной;

- необходимо сведение к минимуму соотношения электрической и тепловой энергии к минимуму.

В когенерационных системах максимизация соотношения электрической и тепловой энергии требует минимизации уровня противодавления и максимизации уровня высокого давления.

Использование газовых турбин может быть целесообразно при выполнении следующих условий:

- предполагается довести до максимума отношение производимой электрической энергии к тепловой;

- потребность в электроэнергии является постоянной и превышает 3 МВтэ (на момент подготовки данного документа газовые турбины меньшей мощности лишь начинают выходить на рынок);

- доступность природного газа (однако его отсутствие не является лимитирующим фактором);

существует значительная потребность в паре среднего/высокого давления или в горячей воде, в частности, с температурой, превышающей 500°C;

- наличие применения для горячих дымовых газов с температурой 450°C или выше - газы могут разбавляться холодным атмосферным воздухом или пропускаться через газовоздушный теплообменник. (Кроме того, целесообразно рассмотреть возможность добавления паровой турбины и создания парогазовой системы комбинированного цикла).

4. Твердотопливные когенерационные установки

Твердотопливные котельные могут работать на отходах деревообработки, угле, пеллетах, торфе и т.д. Твердотопливные котельные могут работать в автоматическом режиме, как по выработке тепла, так и по подаче твердого топлива. Котлоагрегаты имеют вентиляторы, которые автоматически подают воздух на горение. При необходимости котельные могут комплектоваться автоматизированными складами подачи топлива.

Твердотопливные котлы пиролизного типа ATMOS

Преимущества дровяных котлов ATMOS:

- возможность сжигания крупных кусков древесины;
- первичный и вторичный воздух подогревается до высокой температуры, более высокая эффективность;
- после догорания топлива вентилятор автоматически отключается;
- простое обслуживание и чистка;
- керамическое пространство для сжигания, высокая эффективность;
- большой бункер для топлива;
- большое пространство для золы (при сжигании древесины чистится раз в неделю);
- котел без трубной решетки - более простая чистка;
- малые размеры и небольшая масса;
- высокое качество.

С технической стороны преимущества котлов с газификацией топлива ATMOS по сравнению с классическими прогорающими котлами следующие:

- высокая эффективность от 81 до 89 % с возможностью ее регуляции от 30 до 100% мощности в течение всего времени работы котла. У классических котлов сгорания старой конструкции реальная эффективность на практике колеблется около 70 %, они изготавливаются из чугуна или стали и возможности их регулировки весьма ограничены и устаревшие. Эффективность котлов с газификацией выше в среднем на 15 %, что одновременно с большой возможностью их регулировки обеспечивает экономию топлива до (20÷30) % по сравнению с вышеназванными классическими котлами.

Котлы ATMOS с газификацией, благодаря своей конструкции, имеют низкие величины загрязняющих выбросов и по этому показателю соответствуют третьему классу. Благодаря этому эти котлы получили также оценку «Экологически бережливое изделие».

5. Биогазовые когенерационные установки

Биогазовые когенерационные установки для автономного энергоснабжения – перспективный источник тепловой и электрической энергии

Современные когенерационные биогазовые станции вырабатывают электричество и теплоту за счет утилизации отходов предприятий аграрного сектора и городской канализации, мусорных свалок. Эта технология завоевывает приоритетные позиции по всей Европе. В качестве топлива когенерационных установок используется биогаз.

Биогаз возникает при ферментации органических веществ, таких как навозная жижа, навоз, жидкое навозное удобрение, растения, пищевые отходы. Он возникает в природе повсюду, где нет доступа кислорода. В фернентах и в гнилостных башнях в результате анаэробной ферментации (анаэробно - без кислорода) образуется биогаз.

Если органический материал складируется без доступа воздуха, то при воздействии связывающих метан бактерий начинается биологический процесс, при котором образуется газ. Это и есть биогаз.

Биогаз - это газ, состоящий примерно из (50÷70) % метана (CH_4) (50÷30) % углекислого газа (CO_2). Синонимами для биогаза являются такие слова, как канализационный газ или болотный газ, газ-метан. Различные виды микроорганизмов метаболизируют углерод из органических субстратов в безкислородных условиях (анаэробно). Этот процесс, называемый гниением или безкислородным брожением, следует за цепью питания. В процессе брожения из биоотходов вырабатывается биогаз. Этот газ может использоваться как обычный природный газ для технологических целей, обогрева, выработки электроэнергии. Его можно накапливать, перекачивать, использовать для заправки автомобиля или продавать соседям. Для работы электрогенераторов биогаз используется без какой либо очистки.

Биогаз близок по своим характеристикам к природному газу. Если на предприятии используются регулируемые горелки, то биогаз только осушают и удаляют примеси сероводорода и аммиака. Если горелки не регулируемые, то устанавливают систему очистки от углекислого газа.

Для заправки автомобилей устанавливается дополнительная система очистки. После такой системы очистки полученный газ - полный аналог природного газа (девяносто процентного метана (CH_4) и десятипроцентного углекислого газа (CO_2)). Вторым продуктом очистки биогаза является CO_2 . Этот газ тоже идет в прибыль. Его использовать как сухой лед, для газировки или технических целей. Химический состав биогаза представлен в таблице 1.

Таблица 1 – Химический состав биогаза

Вещество	Химическая формула	Содержание, %
Метан	CH_4	40÷75
Углекислый газ	CO_2	25÷55
Водяной пар	H_2O	0÷10
Азот	N_2	<5
Кислород	O_2	<2
Водород	H_2	<1
Сероводород	H_2S	<1
Аммиак	NH_3	<1

Технологическая схема получения и использования биогаза показана на рисунке 1.

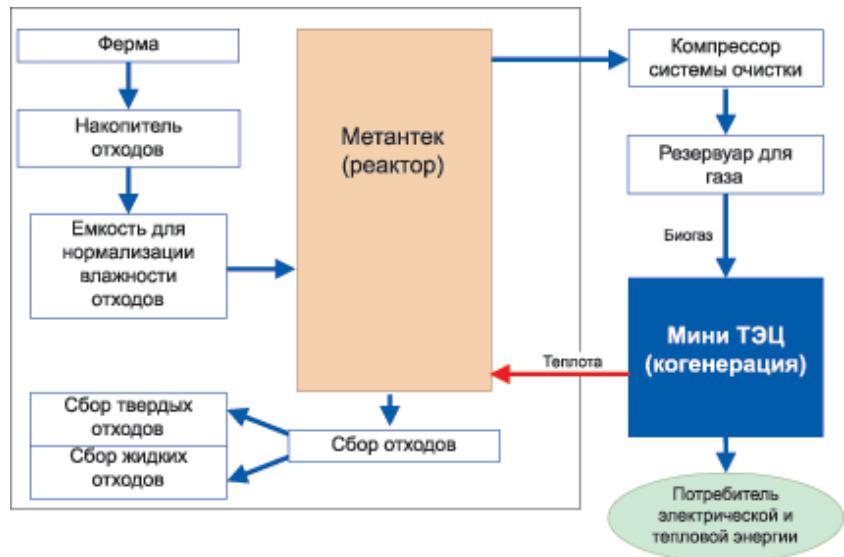


Рисунок 1 - Технологическая схема получения и использования биогаза

Принципиальная схема комплексного решения энергоснабжения с использованием биогаза для животноводческой или птицефермы представлена на рисунке 2.

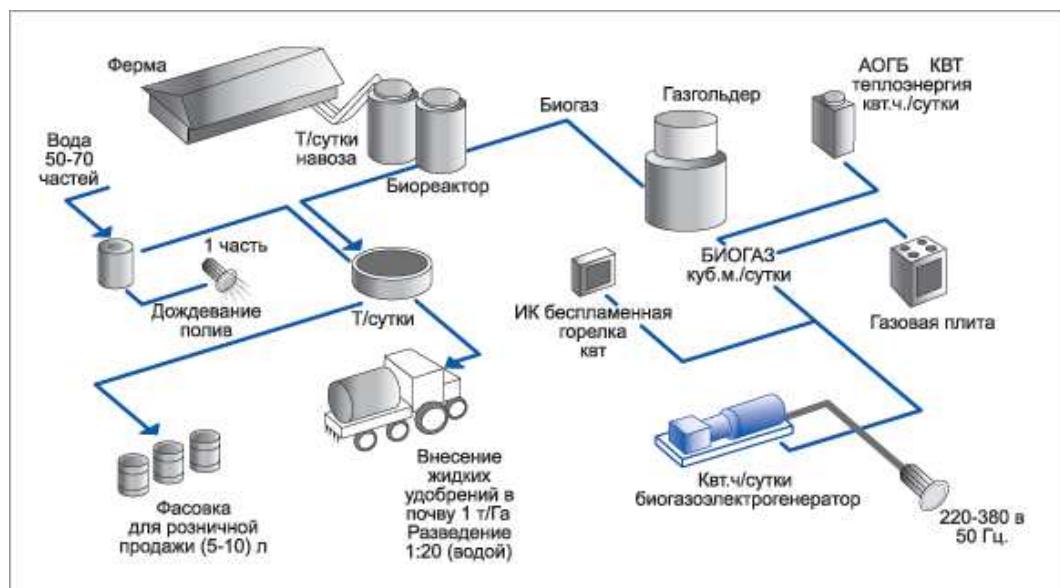


Рисунок 2 - Принципиальная схема комплексного решения энергоснабжения с использованием биогаза для животноводческой или птицефермы

Принципиальная схема комплексного решения энергоснабжения с использованием биогаза для свалки твердых бытовых отходов представлена на рисунке 3 (среднее время эксплуатации одной скважины составляет 15 лет, ориентировочный срок окупаемости проекта составляет от 4 до 5 лет).

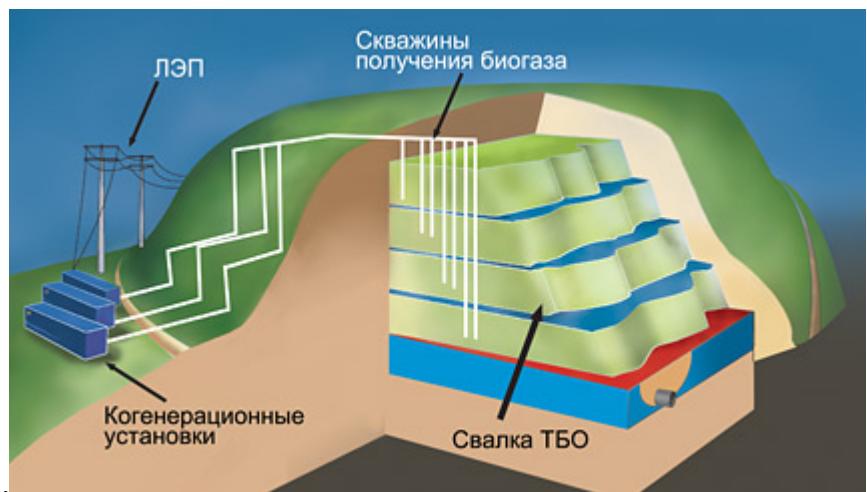


Рисунок 2 - Принципиальная схема комплексного решения энергоснабжения с использованием биогаза для свалки твердых бытовых отходов

К преимуществам биогазовых технологий можно отнести:

- независимость от государства в сфере энергоносителей и энергообеспечения;
- экономия денежных средств за счет перехода на свой биогаз;
- вместо обычной утилизации органических отходов производится энергия, и используются питательные вещества;
- улучшение экологии предприятия, на котором реализуется проект;
- получение дополнительной прибыли за счет выработки «зеленой» энергии и снижение уровня вредных выбросов в атмосферу;
- биогазовая жижа более эффективна как удобрение по сравнению с неферментированной жижей;
- увеличивая к 2010 г. минимум вдвое объем новейших энергий и развивая и распространяя дальше на базе установок на биогазе благоприятные для окружающей среды технологии, применение биогаза служит и поддержке цели по защите климата;
- создание дополнительной экономической опоры: заработать деньги – произвести экологически безопасную энергию.

Из 1 м³ биогаза в генераторе можно выработать более 2 кВт электроэнергии. Причем электричество без перепадов как в общественной сети. Установив биогазовую установку можно иметь свою электроэнергию всегда по одной цене - почти бесплатно (0,01 \$ за кВт).

Тепло от охлаждения генератора или от сжигания биогаза можно использовать для обогрева предприятия, технологических целей, получения пара, сушки семян, сушки дров, получения кипяченой воды для содержания скота.

Возле биогазовых установок можно возрождать и ставить новые теплицы. Тепло можно получать как при сжигании газа специально, так и отбирать тепло, которое получается при охлаждении электрогенератора. Например, можно отапливать 2 га теплиц только от одного охлаждения электрогенератора, т.е. не сжигая газ специально для получения тепла. В себестоимости тепличных огурцов, помидоров, цветов 90 % затрат - это тепло и удобрения. Выходит, что возле биогазовой установки теплица может работать с (300÷500) % рентабельностью.

Тепло также может использоваться для приведения в действие испарителей рефрижераторов, что может применяться, например, для охлаждения свежего молока на молочных фермах или для хранения мяса, яиц.

После доочистки биогаза получается биометан (от 90 до 95 % метана, остальное CO₂). Биометан ничем не отличается от природного газа по составу или свойствам. Отличие только в происхождении. Таким метаном можно и стоит заправлять технику.

Сегодня уже существует огромная сеть заправочных метановых станций. В условия подорожания солярки использование метана становится более выгодным.

Биоудобрения. При использовании таких сбалансированных биоудобрений урожайность повышается на от 30 до 50%.

Обычный навоз, барду или другие отходы нельзя эффективно использовать в качестве удобрения (3÷5) лет. При использовании же биогазовой установки биотходы перебраживают и переброшенная масса тут же может использоваться как высокоэффективное биоудобрение. Дело даже не только в экологии, а в простой выгоде. В обычных биотходах (например, навозе) минеральные вещества связаны химически с органикой, что осложняет усвоение их растениями. Для примера, минерализация в природном навозе 40 %. В переброшенной массе минерализация 60 %. Т.е. минералы уже больше несвязаны органикой. Переброшенная масса - это готовые экологически чистые жидкые и твердые биоудобрения, лишенные нитритов, семян сорняков, патогенной микрофлоры, яиц гельминтов, специфических запахов. При использовании таких сбалансированных биоудобрений урожайность повышается на от 30 до 50%.

Биогазовая установка дает удобрения высочайшего качества. Биоудобрения стоит продавать. Эти удобрения по качеству выше минеральных, а их себестоимость равна практически нулю.

Биогазовая установка сделает так, что на предприятии не будет посторонних запахов и жижи под ногами. А будет аккуратная зеленая травка. Очистку можно выразить и эстетикой, и деньгами.

Размеры отстойников и лагун огромны и запахи от них стоят тоже соответствующие. Площадь биогазовой установки меньше площади лагун в несколько раз. В лагунах вода в отходах связана коллоидными соединениями и испаряется мало. А после биогазовой установки масса переброшена, вода отсепарирована и испарение идет легко. Переброшенную массу можно сразу разливать на поля как удобрение, а не ждать 3 года. Таким образом, можно иметь лагуны площадью меньше в 5 раз. Строительство биогазовой установки актуально не только для новых строящихся ферм, а и для старых. Ведь обычно старые лагуны переполнены под завязку и их ремонты выливаются в большие суммы.

Если некоторые отходы можно просто хранить в отстойниках, то на утилизацию некоторых (например, на отходы бойни) необходимо затрачивать энергию и средства. Вместо энергозатратного получения мясокостной муки лучше получать газ.

При комплектации биогазовой установки устройствами с дополнительной степенью очистки, как например, фильтр-пресссы, декантеры, можно понизить уровни ХБК и БПК до приемлемых для слива в канализацию или существующие заводские очистные. ХБК - химическая потребность в кислороде и БПК биологическая потребность в кислороде. Биогазовая установка позволяет убрать основную массу загрязняющих органических веществ (уменьшается содержание от 60 до 70 % органики в стоках).

Для новых строящихся комплексов, если не устанавливать биогазовую установку придется протягивать газопровод, линию электропередачи, устанавливать резервные дизель генераторы и строить лагуны. За эти деньги можно частично построить биогазовую установку. Экономия капитальных затрат составляет от 30 до 40 % от стоимости биогазовой установки.

6. Система когенерации (мини ТЭС)

В условиях износа систем централизованного тепло- и электроснабжения и постоянного роста тарифов на тепловую и электрическую энергию альтернативой и разумным дополнением централизованного энергоснабжения может стать малая энергетика, в частности, мини-ТЭС с комбинированной выработкой тепла и электроэнергии.

Учитывая изменение структуры собственности, как в производственной, так и в жилищно-коммунальной сфере, доля децентрализованного теплоснабжения возрастает. Сооружение малых и средних ТЭС (в том числе за счет преобразования котельных в мини-ТЭС) позволит не только обеспечить более эффективное использование топлива за счет комбинированного производства электрической и тепловой энергии, но и повысить надежность электроснабжения населенных пунктов и отдельных объектов.

Мини-ТЭС - это источник энерго и теплоснабжения рядом с потребителем, работающий с необходимой мощностью. Это оперативное решение проблемы теплоэнергоснабжения малых поселков и городских микрорайонов, сокращение сроков ввода новых мощностей и расходов на строительство ЛЭП для транспортировки электроэнергии, уход от неэффективного по окупаемости инвестирования крупных долгосрочных проектов.

Для мини-ТЭС характерны:

- лёгкость монтажа и запуска в эксплуатацию;
- простота и неприхотливость, небольшие габариты;
- дистанционное управление и контроль, программирование режимов работы на любой период работы;
- высокий ресурс оборудования.

Для выработки электроэнергии на децентрализованных малых тепловых электростанциях используются несколько типов двигателей: дизельные, газопоршневые, двухтопливные и газотурбинные.

Дизельные установки предназначены для использования в качестве основного и резервного источника электроэнергии без ограничений по количеству часов работы. Дизельная установка способна работать при переменных нагрузках. Суммарная нагрузка за сутки должна составлять не менее 75 %. Дизельные установки могут поставляться как для выработки электроэнергии, так и для утилизации тепла выхлопных газов.

Газопоршневые установки предназначены для использования в качестве основного и резервного источника электроэнергии. Газопоршневая установка рассчитана на работу на различных составах природного газа, включая газ, получаемый из промышленных отходов. Отличительной особенностью таких установок является высокая производительность и пониженное содержание вредных веществ в выхлопе по сравнению с дизельными установками. Газопоршневые установки могут поставляться как для выработки электроэнергии, так и для утилизации тепла выхлопных газов и антифриза, охлаждающего двигатель.

Двухтопливные установки предназначены для использования в качестве основного и резервного источника электроэнергии. Основной особенностью работы двухтопливной установки является возможность ее работы, как на природном газе, так и на дизельном топливе. При этом при работе установки в базовом режиме используется до 70 % газообразного топлива и 30 % дизельного топлива. Подобные установки способны работать при переменных нагрузках.

Благодаря применению двух видов топлива такие установки обладают рядом преимуществ:

- при отсутствии природного газа и во время переходных процессов установка автоматически переходит на работу на дизельном топливе;
- при выходе на рабочий режим осуществляется обратный процесс перехода на работу на природном газе и дизельном топливе;
- благодаря применению натурального газа увеличены периоды между регламентным техническим обслуживанием;
- меньшие эмиссионные показатели в выхлопных газах;
- сокращение сроков окупаемости благодаря применению более дешевого природного газа.

Двухтопливные установки спроектированы и сконструированы на основе дизельных двигателей. Дополнительным оборудованием по сравнению с дизелями той же мощности являются система управления режимами подачи топлива и магистраль подачи газа. Возможно оснащение такой установки дополнительными глушителями для снижения уровня шума.

Газотурбинные установки (ГТУ) предназначены для работы в составе энергетических установок простого и когенерационного цикла. Газотурбинные установки производят гораздо большее количество тепла по сравнению с газопоршневыми.

Как правило, ГТУ состоит из компрессора, камеры сгорания и турбины, которые расположены на силовой раме установки. В комплект ГТУ входит также топливно-регулирующая аппаратура, система смазки с насосами и маслорадиатором воздушного охлаждения, система диагностики, синхронный бесщеточный генератор со шкафами системы управления и системы возбуждения. Кроме этого, в состав ГТУ включены системы подготовки воздуха с воздухоочисткой, шумоглушением и антиобледенительной системой и системы топливоподготовки и газовыххлопа.

В качестве теплогенераторов в ГТУ используются котлы—утилизаторы выхлопных газов, теплообменники охлаждающей воды, водогрейные или паровые котлы.

Автоматизированная система управления современных ГТУ сформирована на базе микропроцессорной техники; она обеспечивает управление и контроль работы установки во всех режимах эксплуатации. Разработанные АСУ ТП для различных ГТУ позволяют полностью автоматизировать процесс работы газотурбинной установки без вмешательства оператора.

Целесообразность выбора того или иного типа привода электрогенератора мини-ТЭС определяется рядом факторов, важнейшими из которых являются стоимость используемого топлива (дизельного, природного газа, пропан-бутана), удельная стоимость оборудования, эксплуатационные затраты, срок окупаемости оборудования станции.

При единичных мощностях менее 3,5 МВт наименьшую удельную стоимость оборудования имеют поршневые машины. Следует учесть, что общая стоимость станции значительно превосходит стоимость оборудования, особенно при применении газовых турбин, когда требуется подвод газа высокого давления.

Удельный расход топлива на выработанный кВт/ч меньше у газопоршневой установки, причем при любом режиме нагрузки. Это объясняется тем, что КПД поршневых машин составляет (36÷45) %, а газовых турбин от 25 до 34 %. Эксплуатационные затраты на мини-ТЭС с поршневыми машинами ниже, чем на электростанцию с газовыми турбинами, так как затраты на капитальный ремонт газотурбинного двигателя несколько выше, чем на ремонт газопоршневых установок.

Сравнение газотурбинных установок и газопоршневых двигателей в составе мини-ТЭС показывает, что установка газовых турбин наиболее выгодна на крупных промышленных предприятиях, которые имеют значительные, т.е. больше (8÷10) МВт, электрические и тепловые нагрузки, собственную производственную базу, высококвалифицированный персонал для эксплуатации установки, а также подвод газа высокого давления.

Газопоршневой двигатель может запускаться и останавливаться неограниченное число раз, что не отражается на его моторесурсе. К тому же для газопоршневого двигателя даже пятидесятипроцентное снижение нагрузки не влияет ни на общий, ни на электрический КПД (тогда как электрический КПД газовой турбины в аналогичных условиях снижается почти в 2 раза). Поэтому газопоршневой двигатель лучше приспособлен для покрытия пиковых нагрузок.

Газотурбинную установку из-за резких изменений термических напряжений, возникающих в наиболее ответственных узлах и деталях горячего тракта ГТУ при

быстрых пусках агрегата из холодного состояния, предпочтительнее использовать для покрытия базовой нагрузки.

Газотурбинную установку из-за резких изменений термических напряжений, возникающих в наиболее ответственных узлах и деталях горячего тракта ГТУ при быстрых пусках агрегата из холодного состояния, предпочтительнее использовать для покрытия базовой нагрузки.

Важным преимуществом применения газотурбинных и газопоршневых установок, перед дизельными, является более низкое содержание вредных выбросов, содержащихся в выхлопных газах агрегатов, применяемых на автономных мини-ТЭС. При этом по уровню выбросов газопоршневые установки несколько уступают газотурбинным.

Сравнительные характеристики установок дают возможность учесть все факторы и выбрать оптимальную установку для децентрализованного энергообеспечения, которое должно стать альтернативой и разумным дополнением централизованного энергоснабжения.

Основными достоинствами мини-ТЭС являются:

- малые потери при транспортировке тепловой и электрической энергии по сравнению с системами централизованного тепло- и электроснабжения;
- автономность функционирования (независимость от энергосистемы) и возможность продажи в энергосистему излишков вырабатываемой электроэнергии;
- улучшение экономических показателей существующих котельных за счет выработки в них кроме тепловой также электрической энергии;
- повышение надежности теплоснабжения, так как возможные перебои в электроснабжении не приводят к прекращению работы теплоисточника;
- более низкая себестоимость тепловой и электрической энергии по сравнению с системами централизованного тепло- и электроснабжения.

7. Использование когенерации в сельском хозяйстве

Когенерация и малая энергетика пока не очень распространена в сельском хозяйстве, но использование когенерационных систем ведёт к энергосбережению и получению дополнительной прибыли. Высокий потенциал использования когенерации наблюдается при:

- производстве этанола;
- сушке зерна или древесины;
- обогреве теплиц, мест содержания домашних животных и жилых домов.

Наибольшая выгода для сельского хозяйства наблюдается при использовании в качестве топлива биомассу (остатки урожая, древесины, животные отходы и т.п.). Существуют также модули газификации, преобразующие сельскохозяйственные и древесные отходы в газы с низкой или средней теплотворной способностью. Эти газы могут использоваться в газопоршневых установках, предварительно подготовленных для работы на таком газе, в качестве топлива. Анаэробное брожение животных отходов позволяет получить биогаз (60 % метан плюс 40 % двуокись углерода), который также можно использовать в качестве топлива.

Сельским предприятиям и фермам когенерация приносит значительную экономию топлива. Это способствует расширению производства без увеличения потребления энергии.

8. Тригенерация

Тригенерация - это комбинированное производство электричества, тепла и холода. Холод вырабатывается абсорбционной холодильной машиной, потребляющей не электрическую, а тепловую энергию. Тригенерация является выгодной, поскольку дает возможность эффективно использовать утилизированное тепло не только зимой для

отопления, но и летом для кондиционирования помещений или для технологических нужд. Такой подход позволяет использовать генерирующую установку круглый год.

В экономике, в частности в пищевой промышленности, существует потребность в холодной воде с температурой от 8 °C до 14 °C, используемой в технологических процессах. В то же время в летний период температура речной воды находится на уровне от 18 °C до 22 °C (пивоварни, например, используют холодную воду для охлаждения и хранения готового продукта, на животноводческих фермах вода используется для охлаждения молока). Производители замороженной продукции работают с температурами от -18 °C до -30 °C круглогодично. Применяя тригенерацию, холод может использоваться в различных системах кондиционирования.

Концепция энергоснабжения - тригенерация

При строительстве торгового центра в Подмосковье, общей площадью 95.000 м², было принято решение установить когенерационную установку. Проект был реализован в конце девяностых годов. Энергоснабжение торгового комплекса осуществляют четыре газопоршневых двигателя с электрической мощностью 1,5 МВт и тепловой мощностью 1,8 МВт. Газопоршневые установки работают на природном газе. Теплоносителем является вода, нагретая до 110 °C. Горячая вода используется как непосредственно для отопления, так и для подогрева поступающего извне воздуха. Газопоршневые двигатели снабжены глушителями и нейтрализаторами CO².

Концепция энергоснабжения использует принцип тригенерации. Электричество, тепло и холод производятся совместно. В теплое время года тепло, производимое когенераторной установкой, может быть утилизировано абсорбционной холодильной машиной для охлаждения воздуха в помещениях. Таким образом, когенерационная установка производит, в зависимости от времени года, тепло или холод, поддерживая температуру в помещениях постоянной. Это особенно важно для хранения мебели.

Тригенерацию обеспечивают две бром-литиевые абсорбционные холодильные машины, мощностью 1,5 МВт каждая. Стоимость потребленного установками топлива в 2002 г. была в несколько раз меньше стоимости покупки тепла и электроэнергии у монопольной государственной компании. Кроме того, стоимость подключения к городским сетям во многих случаях сравнима со стоимостью самих установок.

Особенностью абсорбционной холодильной установки является использование для сжатия паров хладагента не механического, а термохимического компрессора. В качестве рабочего тела абсорбционных установок используется раствор двух рабочих тел, в котором одно рабочее тело - хладагент, а другое - абсорбент. Одно из рабочих тел, выполняющее роль хладагента, должно иметь низкую температуру кипения и растворяться или поглощаться рабочим телом, которое может быть как жидким, так и твердым. Второе вещество, поглощающее (абсорбирующее) хладагент, называется абсорбентом.

2.15 Исследование работы когенерационные установки

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на следующие особенности.

Схема когенерационных установок.

Когенерация — процесс совместной выработки электрической и тепловой энергии. Когенерация есть термодинамическое производство двух или более форм полезной энергии из единственного первичного источника энергии.



Когенерационные установки - это оборудование, позволяющее вырабатывать электроэнергию и тепло одновременно.

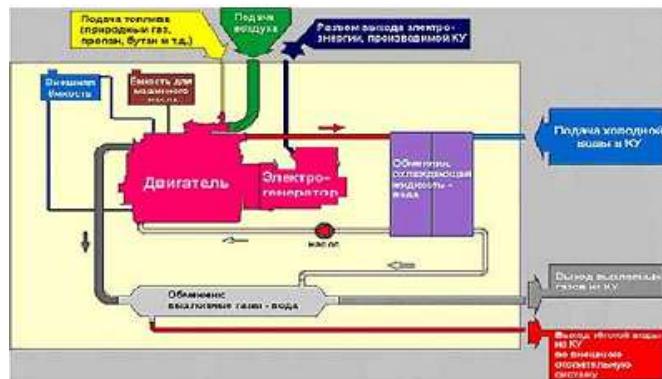


Рис.2 Схема работы когенерационной установки.

К основным преимуществам когенерационных установок относятся:

- увеличение эффективности использования топлива благодаря более высокому КПД;
- снижение вредных выбросов в атмосферу по сравнению с раздельным производством тепла и электроэнергии;
- уменьшение затрат на передачу электроэнергии, т.к. когенерационные установки размещаются в местах потребления тепловой и электрической энергии, потери в сетях практически отсутствуют;
- возможность работы на биотопливе и на др. альтернативных видах топлива;
- бесшумность и экологичность оборудования;
- обеспечение собственных потребностей котельной в электроэнергии.[3]

2. Составные части когенерационных установок

Когенерационная установка состоит из четырех основных частей:

- Первичный двигатель;
 - Электрогенератор;
 - Система утилизации тепла;
 - Система контроля и управления;
- Первичные двигатели

В зависимости от существующих требований, роль первичного двигателя может выполнять:

- Поршневой двигатель;
- Паровая турбина;
- Газовая турбина;

Таблица №1: Анализ работы различных двигателей.[7]

Двигатель	Используемое топливо	Диапазон мощностей (МВт)	Отношение тепло : электроэнергия	КПД эл.	КПД общий
Паровая турбина	Любое	1 — 1000	3:1 — 8:1+	10-20%	до 80%
Газовая турбина	газ, биогаз, дизельное топливо, керосин,	0.25 — 300	1.5:1 — 5:1*	25-42%	65-87%
Поршневой двигатель с воспламенением от сжатия (дизель)	газ, биогаз, дизельное топливо, керосин,	0.2 — 20	0.5:1 — 3:1* Вариант по умолчанию: 0.9-2	35-45%	65-90%
Поршневой двигатель с воспламенением от искры	газ, биогаз, керосин,	0.003 — 6	1:1 — 3:1* Вариант по умолчанию: 0.9-2	35-43%	70-90%

Электрогенератор

Генераторы предназначены для преобразования механической энергии вращающегося вала двигателя в электроэнергию (Рис 3).

Генераторы могут быть синхронными или асинхронными. 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. Поэтому, для обеспечения гибкости применения распределенных когенерационных энергосистем чаще используются синхронные генераторы.[7]

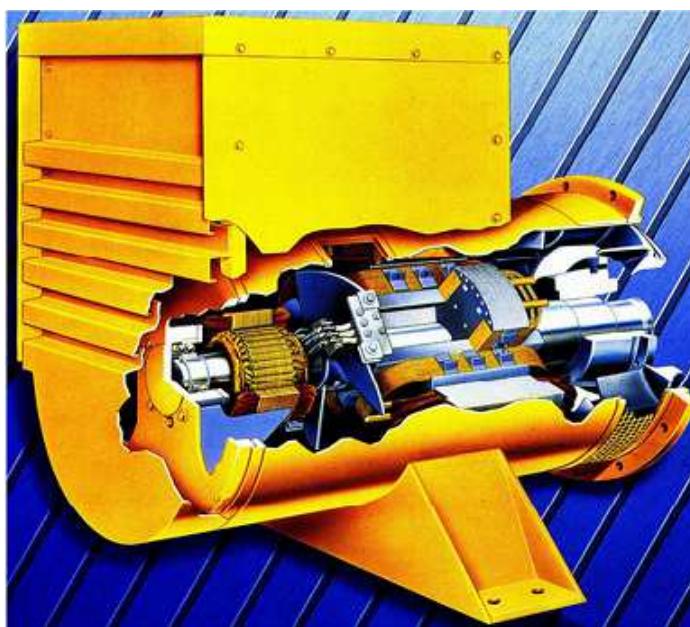


Рис.3. Конструкция генератора

Система утилизации тепла Теплоутилизатор (Рис.4) является основным компонентом любой когенерационной системы. Принцип его работы основан на использовании энергии отходящих горячих газов двигателя электрогенератора (турбины или поршневого двигателя).

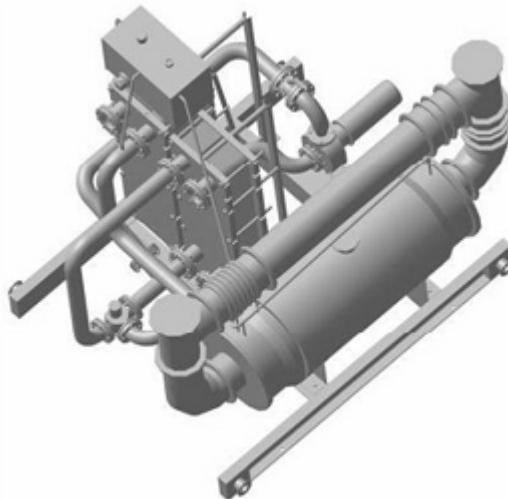


Рис.4. Общий вид блока утилизации теплоты

Простейшая схема работы теплоутилизатора состоит в следующем: отходящие газы проходят через теплообменник, где производится перенос тепловой энергии жидкостному теплоносителю (вода, гликоль). После этого охлажденные отходящие газы выбрасываются в атмосферу, при этом их химический и количественный состав не меняется.

Кроме того, в атмосферу уходит и существенная часть неиспользованной тепловой энергии. Тому существует несколько причин:

для эффективного теплообмена температура отходящих газов должна быть выше температуры теплоносителя (не менее чем на 30°C);

отходящие газы не должны охлаждаться до температур, при которых начинается об

разование водяного конденсата в дымоходах, что препятствует нормальному выходу газов в атмосферу;

отходящие газы не должны охлаждаться до температур, при которых начинается образование кислотного конденсата, что приводит к коррозии материалов (особенно это справедливо для топлива с повышенным содержанием сероводорода);

Извлечение дополнительной энергии (скрытой теплоты водяных паров, содержащихся в выхлопных газах) возможно только путем понижения температуры отходящих газов до уровня ниже 100°C, когда водяные пары переходят в жидкую форму. Но при этом необходимо не забывать о трех других ограничениях, указанных выше.

Из вышесказанного следует, что в качестве утилизатора тепла в когенерационной системе трудно использовать готовое типовое теплоэнергетическое оборудование. Теплоутилизатор, как правило, проектируется с учетом параметров и характеристик отходящего потока газов для каждой модели поршневого двигателя или турбогенератора и типа применяемого топлива. Многие производители двигателей имеют собственные наработки или используют продукцию своих партнеров в части утилизации тепла, что упрощает проектирование и выбор решения в большинстве случаев.

Для повышения производительности тепловой части когенерационной системы утилизатор может дополняться экономайзером — теплообменником, обеспечивающим предварительный подогрев теплоносителя отходящими из теплоутилизатора газами до

его подачи в основной теплообменник, где нагрев теплоносителя обеспечивается уже теплом отходящих газов двигателя. Позитивным моментом, связанным с использованием экономайзера, является дополнительное снижение температуры отходящих из теплоутилизатора в атмосферу газов до уровня 120°C и ниже.[7]

3. Разновидности когенерационных установок

3.1. Когенерационная установка на основе поршневого двигателя

Поршневые двигатели (Рис.5), используемые в энергосистемах, обладают, с одной стороны, соизмеримой с турбинами эффективностью в части генерации электроэнергии. С другой стороны, создание когенерационных систем на базе поршневых двигателей осложнено рассеиванием тепловой энергии, часть которой отводится системой охлаждения двигателя (двигатель и масло, используемое в системе смазки, должны постоянно охлаждаться), а так же пульсирующим характером потока отходящих газов (с температурой на уровне 400°C).

Количественное соотношение тепловой энергии и электрической у поршневых двигателей составляет от 0.5:1 до 1.5:1.



Рис.5. Когенерационная установка на базе поршневого двигателя.

На практике применяют два типа поршневых двигателей:

— 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). На рынке доступны модели от единиц киловатт до 15 мвт выходной электрической мощности. Несмотря на повсеместную тенденцию использовать газ (в основном по экологическим причинам), в некоторых случаях (отсутствие газопровода, цена строительства, время работы) экономически оправданно использовать дизельное топливо.

— С искровым зажиганием (аналог автомобильного бензинового двигателя). Электрическая выходная мощность двигателей этого типа, как правило, на 15—20% ниже, чем у дизелей (ограничивается специально для предотвращения детонации). Термовая мощность у них также ниже, чем у дизелей. Двигатели с искровым зажиганием могут работать на чистом газе (природный газ, био и другие условно бесплатные газы).

Наиболее часто встречающиеся установки использующие тепловую энергию отходящих газов поршневых двигателей включают производство пара с давлением до 15 кг/см² или горячей воды с температурой до 100°C или прямое использование тепла отходящих газов в процессах сушки. Помимо отходящих газов можно использовать воду

из системы охлаждения двигателя, но она обладает низкой энергетической способностью (температура 80°C — 90°C).

Подготовка места установки поршневых двигателей должна обязательно включать решение вопросов, связанных с вибрацией. Наиболее эффективным методом является использование платформы с пневматической системой амортизации.

Шум от работы двигателя представляет меньшую проблему, чем для индустриальных газовых турбин, но вместе с тем, низкочастотная составляющая шума может создавать достаточно сильное давление на ухо человека и может потребовать создания специальных защитных конструкций.

Поршневой двигатель конструктивно имеет больше движущихся частей по сравнению с турбогенератором. Следовательно, интервалы сервисного обслуживания, связанного с остановкой и ремонтом двигателя короче, чем у турбин. Тем не менее, работоспособность поршневых двигателей, как правило, не опускается ниже 90%. Существенное ограничение состоит в работе на неполной мощности — поршневой двигатель, как правило, не рекомендуется запускать с нагрузкой менее 50% на продолжительный период времени.

Для борьбы с высокой эмиссией вредных веществ в поршневых двигателях используются как внешние каталитические фильтры, так и конструктивные модификации самих двигателей, направленные на увеличение времени горения и степени сжатия топливной смеси. Это, в свою очередь, приводит к росту стоимости самого оборудования и расходов на его сопровождение. Высокая эмиссия поршневых двигателей связана в первую очередь с тем, что развитие этих технологий происходило в период отсутствия экологических ограничений и основное внимание уделялось максимизации выходной мощности и производительности.[9]

Преимущества поршневого двигателя:

- Высокая производительность.
- Относительно низкий уровень начальных инвестиций.
- Широкий спектр моделей по выходной мощности.
- Возможность автономной работы.
- Быстрый запуск.
- Гибкость по отношению к выбору топлива.

Недостатки поршневого двигателя:

- Дорогое обслуживание (обслуживающий персонал, использование смазочных масел и охлаждающих жидкостей).
- Высокая эмиссия вредных веществ.
- Высокий уровень (низкочастотного) шума.
- Низкая тепловая эффективность.
- Высокое соотношение вес/выходная мощность.
- Ресурс работы ниже, чем у турбин.

На рис. 6 приведена одна из возможных схем когенерационной установки на базе поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Принцип работы следующий: холодная вода, подаваемая насосом 8, разделяется на два потока, один попадает в электродный котел (или вихревой теплогенератор) 7, работающий от генератора 2, а другой проходит три ступени подогрева. Сначала вода попадает в теплообменник системы охлаждения масла 5, затем в теплообменник системы охлаждения двигателя 6 и в последней ступени нагревается уходящими газами в утилизаторе 4. В результате получается два тепловых потока. Один используется для снабжения горячей водой ($t = 60—65^{\circ}\text{C}$), а второй идет на отопление ($t = 90^{\circ}\text{C}$). Конечная температура воды регулируется нагрузкой двигателя. [5]

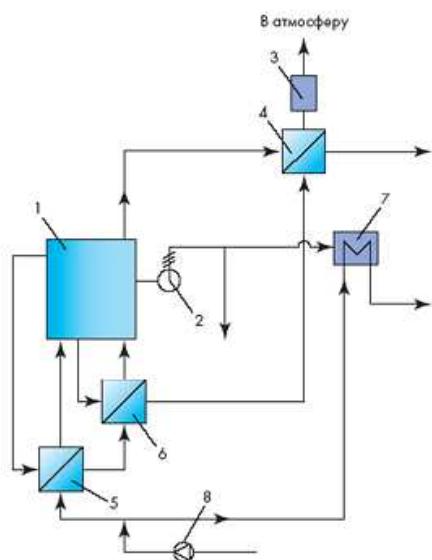


Рис. 6. Схема когенерационной установки на базе поршневых двигателей внутреннего сгорания

Схема мини-ТЭЦ на базе двигателя внутреннего сгорания:

1 — поршневой двигатель внутреннего сгорания; 2 — электрогенератор; 3 — нейтрализатор (система очистки выхлопных газов); 4 — теплоутилизатор выхлопных газов; 5 — теплообменник системы охлаждения масла; 6 — теплообменник воздушной системы охлаждения двигателя; 7 — электрокотел (или вихревой теплогенератор); 8 — водяной насос.

Самым оптимальным из поршневых установок являются газопоршневые когенерационные установки(мини-ТЭЦ).

Газопоршневые когенерационные установки, приводом электрического генератора в которых является поршневой двигатель внутреннего сгорания, использующий в качестве источника первичной энергии газообразное топливо. Актуальный диапазон электрической мощности, при котором целесообразно использовать газопоршневые когенерационные установки, находится в условных рамках от 1 до 12 МВт.



Рис.7. Принципиальная схема газопоршневой когенерационной установки

Особенности газопоршневых когенерационных установок:

- необходимое давление газа от 1 до 3 бар;

- рабочий диапазон единичного генератора от 50 до 100% номинальной мощности;
- ипоряд производимых агрегатов имеет четкие мощностные ступени;
- тепло снимается с системы утилизации в виде горячей воды до 100 градусов;
- время принятия нагрузки 2-3 минуты;
- наивысший электрический КПД около 40%;
- КПД и выходная электрическая мощность не зависит от температуры воздуха;
- срок изготовления генераторов от 6 месяцев.

Варианты исполнения газопоршневых мини-ТЭЦ:

1. Блочно-модульная (контейнерная) мини-ТЭЦ, смонтированная на объекте из транспортабельных контейнеров размером от 9 до 13 метров.



Рис.8. Блочно-модульная (контейнерная) мини-ТЭЦ

Достоинства:

- более короткие сроки внедрения проекта в целом;
- возможность монтажа когенерационной установки в отдаленной местности;
- высокая ликвидность мини-ТЭЦ для лизинговых схем финансирования;
- возможность переноса и вторичного использования мини-ТЭЦ.

Недостатки

- ограничение по мощности одного модуля – 1 МВт по электрической мощности;
- стесненные условия обслуживания агрегатов;

2. Мини-ТЭЦ в стационарных строительных конструкциях.

Достоинства:

- свобода конфигурации мини-ТЭЦ;
- много места для обслуживания оборудования;
- возможность применять любые материалы и технологии шумоглушения.

Недостатки:

- необходим большой землеотвод;
- требуются мощные системы вентиляции и обдува;
- более длительный срок внедрения проекта, поскольку монтажникам необходимо ждать строительную готовность здания;
- невозможность проведения работ в условиях отдаленной местности;
- низкая ликвидность стационарной мини-ТЭЦ как предмета лизинга[10]

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОДГОТОВКЕ К ЗАНЯТИЯМ

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на нижеперечисленные сведения. Для успешного выполнения и защиты лабораторных работ студенту необходимо в соответствии с тематическим планом лабораторных работ, проводить самостоятельную предлабораторную подготовку, т.е. систематически готовиться к каждому занятию по следующей схеме:

- 1) глубоко изучить соответствующий теоретический материал по конспекту лекций, а также по лабораторному практикуму, познакомиться с нормативно-технической документацией;
- 2) познакомиться с методиками проведения опытов и техникой безопасности;
- 3) предварительно подготовить форму лабораторного отчета;
- 4) ответить на контрольные вопросы для допуска к работе;
- 5) для защиты лабораторной работы устно подготовить ответы на примерный перечень вопросов.

Вопросы, возникающие при самостоятельной подготовке к работе, студент должен выяснить у преподавателя, ведущего лабораторный практикум.