

**Некоммерческое акционерное общество
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»**

Кафедра « Тепловые энергетические установки »
Специальность 6М071700 – Теплоэнергетика

Допущен к защите
Зав. кафедрой _____

« _____ » _____ 2014г.

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ
пояснительная записка**

Тема «Расчет тепловых схем ПГУ с промежуточным перегревом пара»

Магистрант _____ Биржанов Турлан Абаевич

Руководитель диссертации _____ Орынбаев Рахимжан Кабиевич

Рецензент _____

Алматы, 2014

Введение	6
1. Перспективы применения парогазовых установок в тепловой энергетике.....	7
..	
1.1. Понятие о парогазовых энергетических технологиях и устройство простейшей ПГУ.....	7 9 2
1.2. Классификация ПГУ, их типы, преимущества и недостатки.....	2
1.3. Устройство горизонтального котла-утилизатора.....	2 4
1.4. Преимущества и недостатки ПГУ, их место в зарубежной энергетике и тенденции их развития.....	2 8 2 8 3
2. Расчет тепловой схемы двухконтурной парогазовой установки на программном обеспечении Microsoft Excel.....	2 8 3
2.1. Тепловой расчет газотурбинной установки.....	6 3
2.2. Тепловой расчет котла – утилизатора.....	6
2.2.1. Методика расчета.....	4 6
2.2.2. Тепловой расчет котла – утилизатора при температуре окружающей среды 0°С.....	5 1
2.2.3 Тепловой расчет котла – утилизатора при температуре окружающей среды 15°С.....	5
3. Расчет тепловой схемы трехконтурной парогазовой установки с промежуточным перегревом пара на программном обеспечении Microsoft Excel.....	6 5 6 5
....	
3.1. Исходные данные.....	7 6
3.2. Расчет котла – утилизатора.....	0 6
3.3. Расчет показателей котла – утилизатора.....	1 6
3.4. Показатели относительных величин.....	1 6
3.5. Расчет паровой	2

турбины.....	6
3.6. Расчет показателей парогазовой установки.....	3
Заключение.....	6
...	4
Список литературы.....	

Аннотация

В работе представлен анализ теоретические материалы по парогазовым установкам, рассмотрены схемы утилизационных установок и их преимущества. Выполнен тепловой расчет ГТУ мощностью 300 МВт для использования в расчете и анализе двухконтурных и трехконтурных ПГУ. Выполнен тепловой расчет по двухконтурной ПГУ при температурах наружного воздуха 0°C и 15°C. Проведен тепловой расчет по разработанной схеме трехконтурной ПГУ с ППП. Представлен анализ повышения эффективности работы ПГУ. Все расчеты сделаны на программном обеспечении Microsoft Excel по методике расчета комбинированной энергоустановки.

Андатпа

Бұл жұмыста бу-газды қондырғылар туралы мағлұматтар, анализдер келтірілген. Утилизациялық қондырғылардың схемалары мен олардың басымдылығы қарастырылған. Екі және үш контурлық БГҚ есептеу үшін қуаты 300 МВт болатын ГТҚ-ның жылулық есебі жүргізілді. Қоршаған ортаның 0°C және 15°C ыстықтығындағы екі контурлық БГҚ жылулық есебі орындалды. Құрылған үш контурлық АБҚ бар БГҚ схемасы бойынша жылулық есеп жүргізілді. БГҚ жұмысының жоғары жұмыс істеу эффективтілігінің анализі келтірілген. Барлық есептер құрамдастырылған энергоқондырғыларды есептеу әдісі арқылы Microsoft Excel бағдарламалық қамсыздандыру жүйесінде орындалды.

Annotation

In work the analysis theoretical materials on steam-gas equipment is submitted, schemes of utilization installations and their advantage are considered. Thermal calculation of GTE with a power of 300 MWt for use in calculation and the analysis of double-circuit and three-planimetric SGE is executed. Thermal calculation for double-circuit SGE is executed at temperatures of external air of 0 °C and 15 °C. Thermal calculation for the developed scheme of three-planimetric SGE with PPP is carried out. The analysis of increase of overall performance of SGE is submitted. All calculations are made on Microsoft Excel software by a method of calculation of the combined power installation.

Введение.

На сегодняшний день одним из важнейших задач теплоэнергетики является разработка схем и циклов, позволяющих повысить КПД работы установок и их надежность. Одним из таких решений проблемы является комбинированная парогазовая установка, обеспечивающая высокие энергетические и экономические показатели тепловых электрических станций. Постоянно совершенствуется паровой цикл этих ПГУ, осуществляется переход к двухконтурным и трехконтурным котлам-утилизаторам с промежуточным перегревом пара. Для стабилизации параметров и повышения мощности установки используется дожигание топлива. Схемы применяемых ПГУ различаются как по составу, так и по технологическому процессу. В отличие от паросиловых установок ГТУ и ПГУ характеризуются значительной чувствительностью к изменению параметров наружного воздуха, что обнаруживается при анализе их показателей.

В данной работе приведены совместно разработанные схемы ПГУ и тепловой расчет ПГУ. Точнее приведены двухконтурная ПГУ, а также трехконтурная ПГУ с ППП.

Приведен тепловой расчет газотурбинной установки мощностью 300МВт, расчет двухконтурного котла – утилизатора при температуре окружающей среды 0°С и 15°С. А так же трехконтурного ПГУ с ППП при температуре окружающей среды 0°С.

1. Перспективы применения парогазовых установок в тепловой энергетике

1.1. Простейшие парогазовые энергетические установки

Парогазовыми называются такие энергетические установки, в которых теплота уходящих газов газотурбинной установки (ГТУ) прямо или косвенно используется для выработки электроэнергии в паросиловой установке.

Принципиальная схема простейшей парогазовой установки (ПГУ) утилизационного типа представлена на рисунке 1.1. В простейшей схеме уходящие газы ГТУ поступают в котел-утилизатор, где за счет тепла уходящих газов, имеющих значительный тепловой потенциал, генерируется пар высоких параметров, направляемый в паровую турбину.

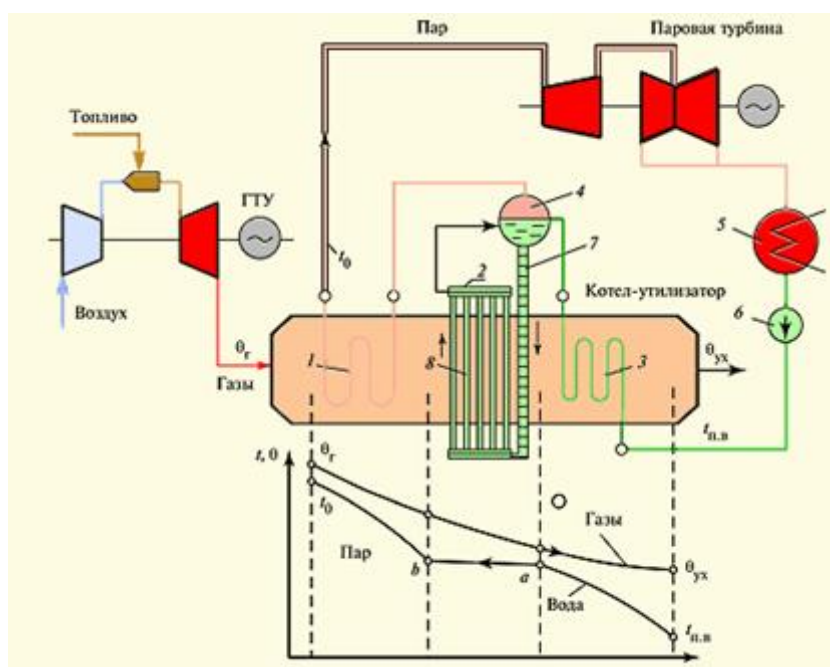


Рисунок 1.1 Принципиальная схема простейшей ПГУ утилизационного типа

Котел-утилизатор – теплообменник горизонтального или вертикального типа, представляет собой шахту прямоугольного сечения, в которой размещены поверхности нагрева, состоящие из оребренных труб, внутрь которых подается рабочее тело паротурбинной установки (вода или пар). В наиболее простом случае поверхности нагрева котла-утилизатора состоят из трех элементов: экономайзера 3, испарителя 2 и пароперегревателя 1.

Основным элементом является испаритель, состоящий из барабана 4, нескольких опускных труб 7, через которые вода поступает в нижний коллектор и достаточно плотно установленных вертикальных труб собственно испарителя 8. Испаритель работает либо на принципе естественной циркуляции, либо циркуляция обеспечивается

циркуляционным насосом. Насыщенный пар собирается в верхней части барабана и направляется в трубы пароперегревателя 1. Расход пара из барабана 4 компенсируется подводом воды из экономайзера 3. Поэтому котлы-утилизаторы с барабанами называются котлами с естественной циркуляцией, либо с принудительной циркуляцией.

В экономайзере осуществляется нагрев поступающей питательной воды практически до температуры кипения (на 10—20 °С меньше, чем температура насыщенного пара в барабане). Из барабана сухой насыщенный пар поступает в пароперегреватель, где перегревается сверх температуры насыщения. Температура получаемого перегретого пара t_0 , меньше чем температура уходящих газов ГТУ на 25 – 30 °С, в ряде случаев температурный напор может быть больше.

В нижней части рисунка 1.1 представлен график изменения температур газов и рабочего тела при их движении по котлу-утилизатору навстречу друг другу. Температура газов плавно уменьшается от значения Θ_{Γ} на входе до значения $\Theta_{\text{ух}}$ температуры уходящих газов. Движущаяся навстречу питательная вода, нижняя линия на графике, повышает в экономайзере свою температуру до температуры кипения затем поступает в испаритель, и затем в виде сухого насыщенного пара поступает в пароперегреватель, где происходит перегрев пара до значения температуры t_0 .

Образуемый 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.

Как видно из рисунка 1.1, 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. Что касается тепловой схемы ПСУ ПГУ, то существует ряд важных технических отличий от ПСУ ТЭС:

1. Температура уходящих газов ГТУ Θ_{Γ} практически однозначно определяется температурой газов перед газовой турбиной и совершенством системы охлаждения газовой турбины. В большинстве современных ГТУ, как видно из таблицы 1.1, температура уходящих газов составляет 530-580 °С (хотя в последние годы стали выпускаться ГТУ с температурой вплоть до 640 °С). По условиям надежности работы трубной системы экономайзера при работе на природном газе температура питательной воды $t_{\text{п.в}}$ на входе в котел-утилизатор не должна быть меньше 60 °С. Температура газов $\Theta_{\text{ух}}$, покидающих котел-утилизатор, всегда выше, чем температура $t_{\text{п.в}}$. Реально она находится на уровне $\Theta_{\text{ух}} = 100 - 110$ °С и, следовательно, КПД котла-утилизатора будет находиться в пределах 0,8-0,85.

При работе на газе обычный энергетический котел ТЭС имеет КПД на уровне 92 - 94 %. Таким образом, котел-утилизатор в ПГУ имеет КПД существенно более низкий, чем КПД котла ТЭС.

2. КПД паротурбинной установки в составе 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. Наличие системы регенерации у паровой турбины приведет к повышению температуры $t_{п.в}$ и к еще большему снижению КПД котла-утилизатора.

Тем не менее, при всем этом КПД ПГУ оказывается весьма высоким. КПД ПГУ утилизационного типа может быть оценен по простой формуле:

$$\eta_{пгу} = \eta_{гту} + (1 - \eta_{гту}) \eta_{ку} \eta_{пту} \quad (1.1)$$

Пусть КПД ГТУ равен 0,38, КПД котла утилизатора 0,85, КПД ПТУ порядка 0,3. Тогда КПД ПГУ будет равен

$$\eta_{пгу} = 0,3 + (1 - 0,38) * 0,85 * 0,3 = 0,46$$

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. Парогазовая установка с котлом-утилизатором - наиболее перспективная и широко распространённая в энергетике парогазовая установка, отличающаяся простотой и высокой эффективностью производства электрической энергии. Эти ПГУ - единственные в мире энергетические установки, которые при работе в конденсационном режиме отпускают потребителям электроэнергию с КПД 55 - 60 %.

Из соотношения (1.1) можно получить практически универсальное соотношение между мощностями газотурбинной и паротурбинной частью ПГУ:

$$\frac{N_{ГТУ}}{N_{ПТУ}} = \frac{\eta_{ГТУ}}{(1 - \eta_{ГТУ}) \eta_{ку} \eta_{ПТУ}} \quad (1.2)$$

т.е. это отношение определяет через КПД элементов ПГУ соотношение мощностей. Для рассмотренного выше примера это соотношение равно 2,4, то есть мощность ГТУ примерно вдвое выше, чем мощность паровой турбины.

1.2. 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 (рисунок 1.2).

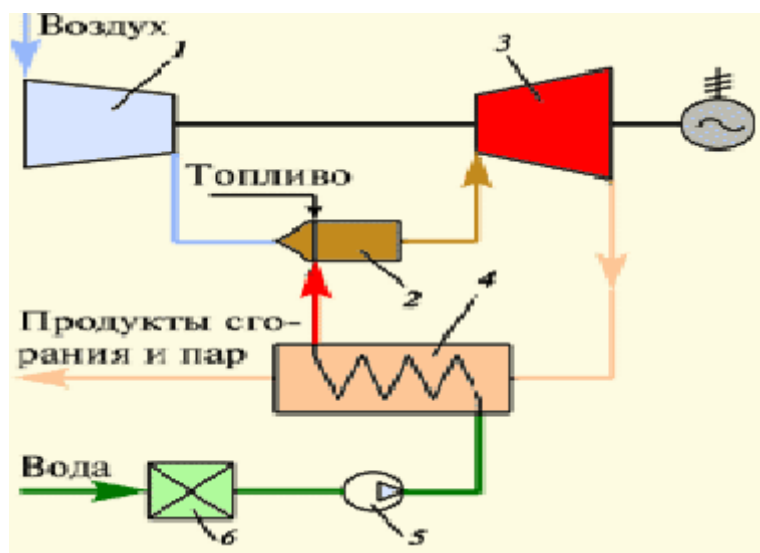


Рисунок 1.2 Принципиальная схема монарной ПГУ

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 образуемая 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.

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 строит в основном фирма General Electric в комбинации с ГТУ сравнительно малой мощности. В таблице 1.1 приведены

данные фирмы General Electric, иллюстрирующие увеличение мощности и КПД двигателей при использовании впрыска пара.

Таблица – 1.1 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 (рисунок 1.3). 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, 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 %.

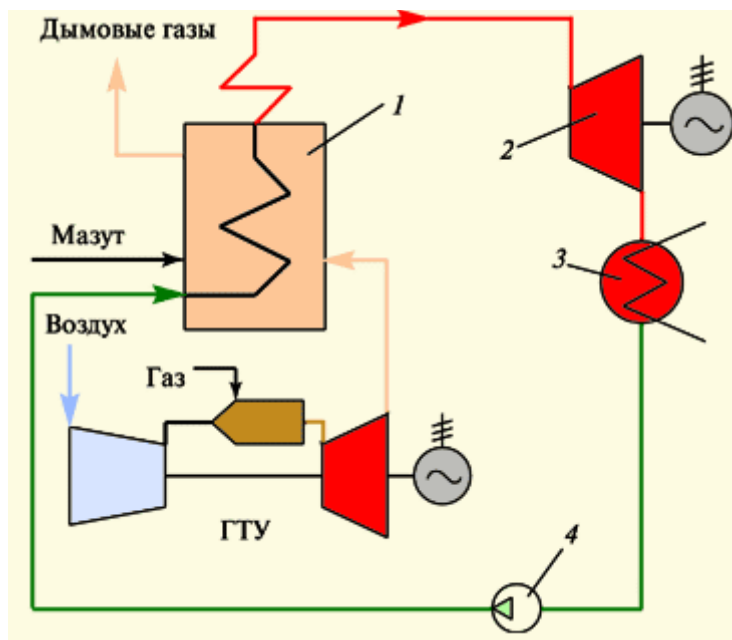


Рисунок 1.3 Схема сбросной ПГУ

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 40-43 %, 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 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.

На Молдавской ГРЭС были построены две ПГУ сбросного типа мощностью 250 МВт, данные по которым приведены в таблице 1.2. Из таблицы 1.2 видно, что КПД этих ПГУ на несколько процентов меньше, чем КПД обычных энергоблоков СКД (на 23,5 МПа, 540 °С/540 °С), 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 (порядка 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 АВВ (мощность 47,1 МВт, КПД 31,6 %, степень сжатия 16,3, температура уходящих газов ГТУ 523 °С). Судя по публикациям, опыт реконструкции оказался не вполне удачным.

Таблица – 1.2. Характеристики ПГУ, построенных в 1970-1980 гг.

показатель	Тип ПГУ, дата ввода, номер энергоблока		
	ПГУ-200 (Невинномысская ГРЭС)	ПГУ-250 (Молдавская ГРЭС)	
		1972	1980
		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	К-160-130 «Турбоатом»	К-200-130ЛМЗ	
Мощность, МВт	160	200	
Начальные параметры	12,8 МПа/540°С/540°С	12,8 МПа/540°С/540°С	
Газотурбинная установка:			
Тип		ГТ-35-770 ХТЗ	
Мощность, МВт		32	
Начальная температура		770°С	
Степень сжатия воздуха		6,5	
электрический КПД ГТУ		23,8%	

Однако есть и положительный опыт. Например в Голландии реконструирован паротурбинный энергоблок мощностью 500 МВт на параметры 18,6 МПа, 540 °С/535 °С, работавший на легком жидком 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 (рисунок 1.4). 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.

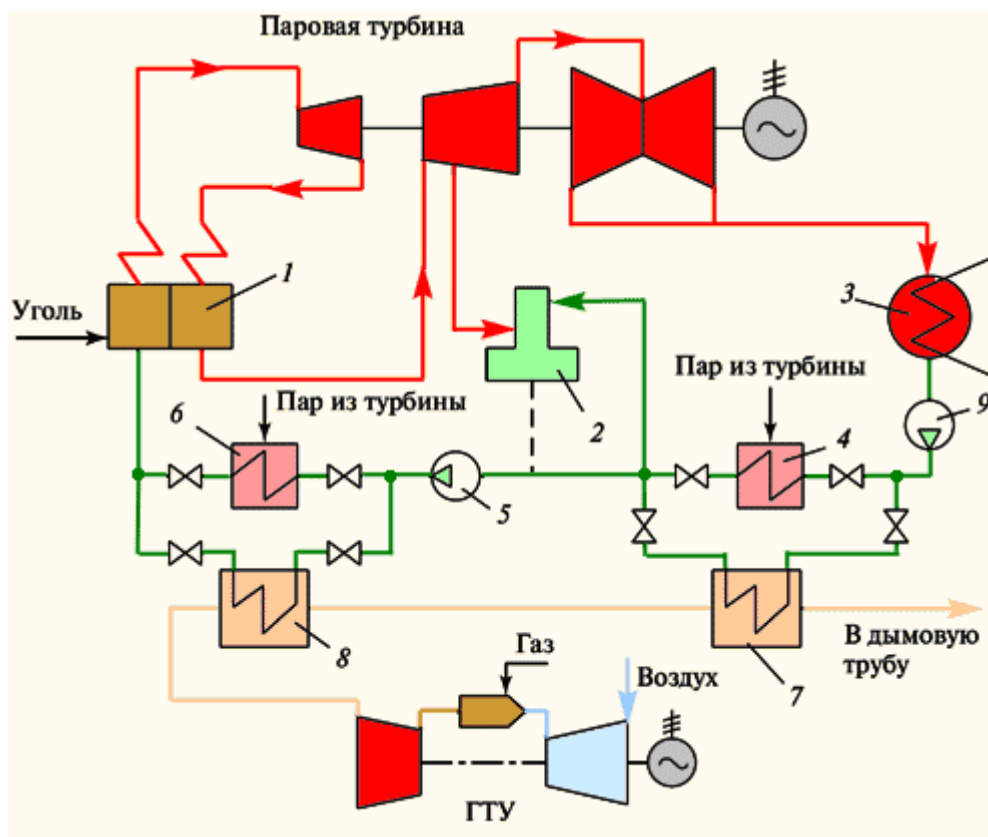


Рисунок – 1.4 Схема ПГУ с вытеснением регенерации

Схема ПГУ с высоконапорным парогенератором (котлом) показана на рисунке 1.5. 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.

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, 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.

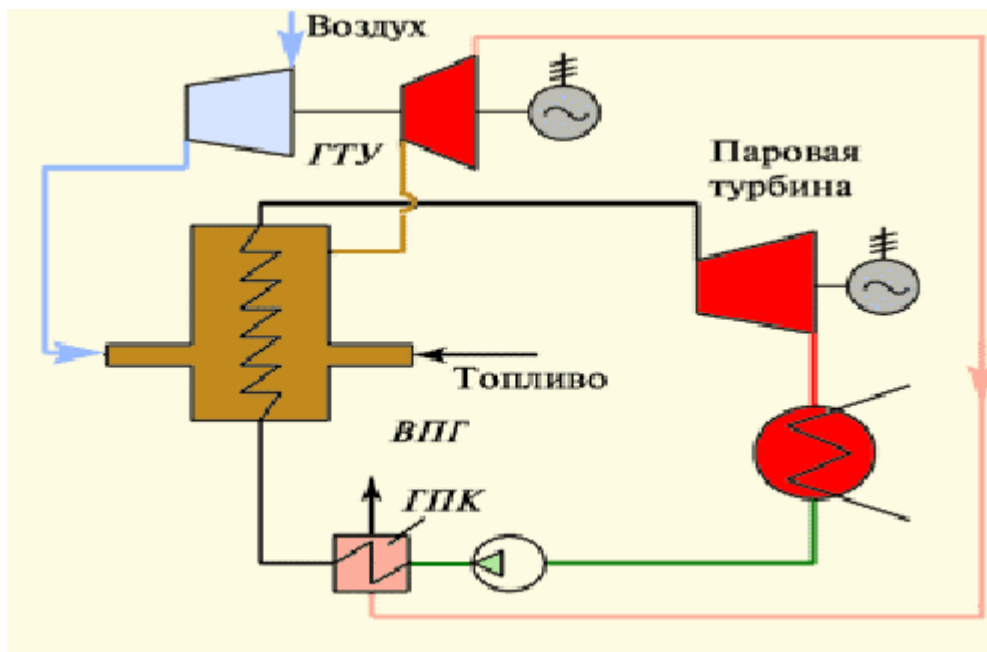


Рисунок 1.5 Схема ПГУ с высоконапорным парогенератором.

Парогазовые установки утилизационного типа

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

Выше была рассмотрена так называемая одноконтурная утилизационная ПГУ (см. рисунок 1.1). 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 ПГУ. 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 невисок).

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 ПГУ. 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 рисунке 1.6.

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.

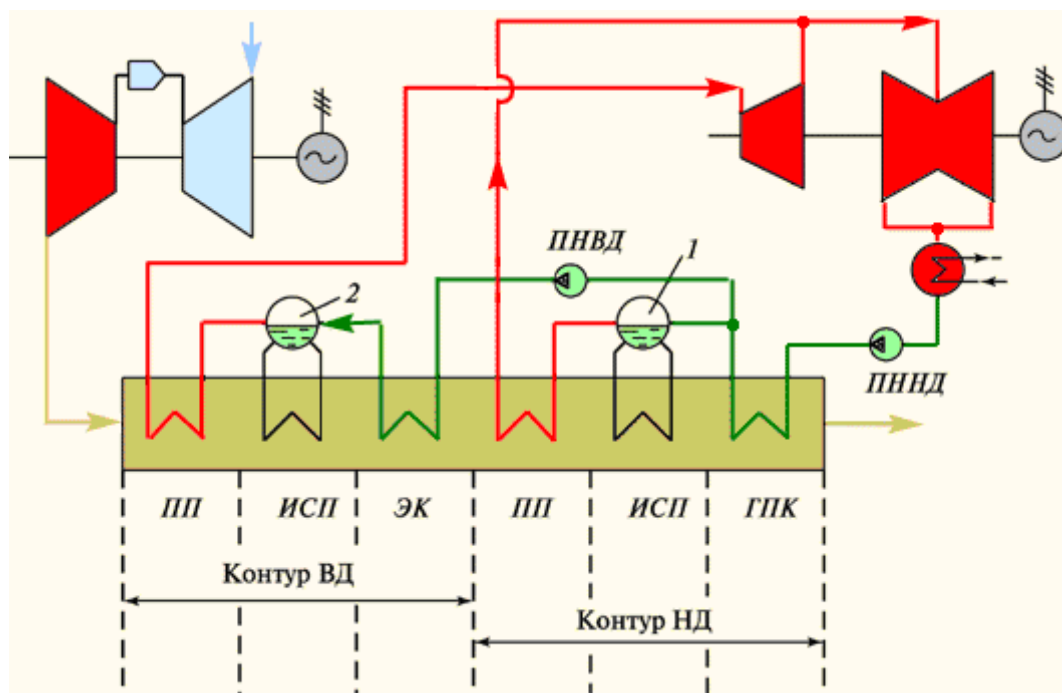


Рисунок 1.6. Схема двухконтурной утилизационной ПГУ

Сухой насыщенный пар поступает в пароперегреватель ПП контура низкого давления и из него направляется в ЦВД 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 (рисунок 1.7). 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 ПГУ, главная цель промежуточного перегрева в ПГУ - обеспечить допустимую влажность в

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-утилизатора. 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. 1.8 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.

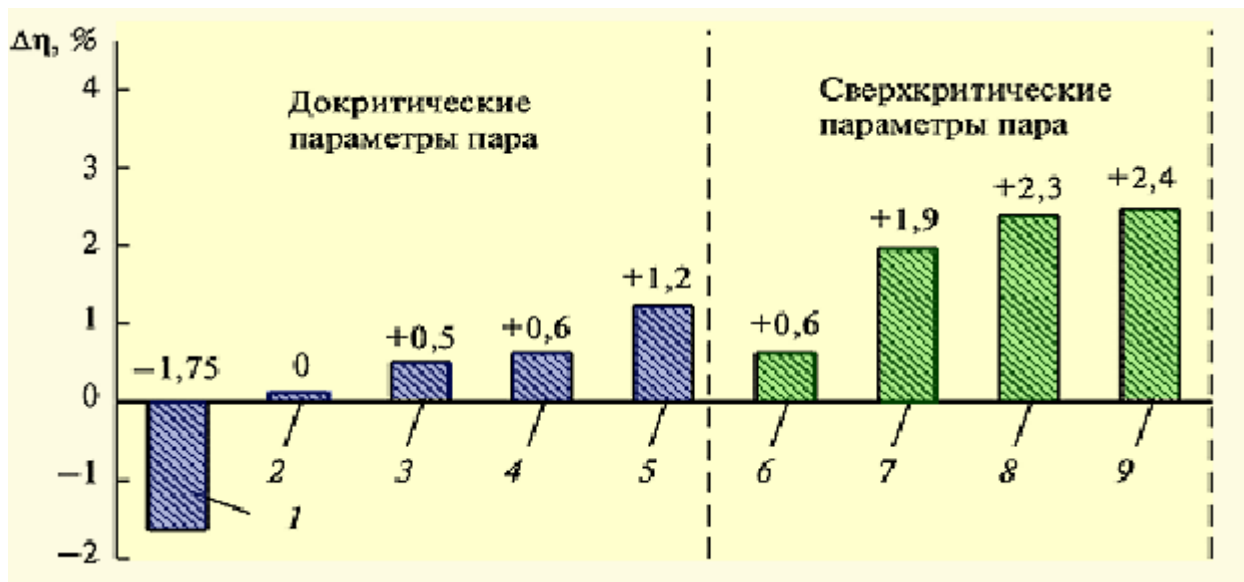


Рисунок – 1.8. Влияние параметров паротурбинного цикла на изменение абсолютного КПД ПГУ (по данным фирмы Siemens)

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-утилизатором и промежуточным перегревом пара (столбец 5).

Существенные резервы повышения экономичности имеются в использовании сверхкритических параметров пара (см. столбцы 6—9 на рис. 1.8.). Однако всегда необходимо помнить, что при этом существенно увеличиваются и капитальные вложения.

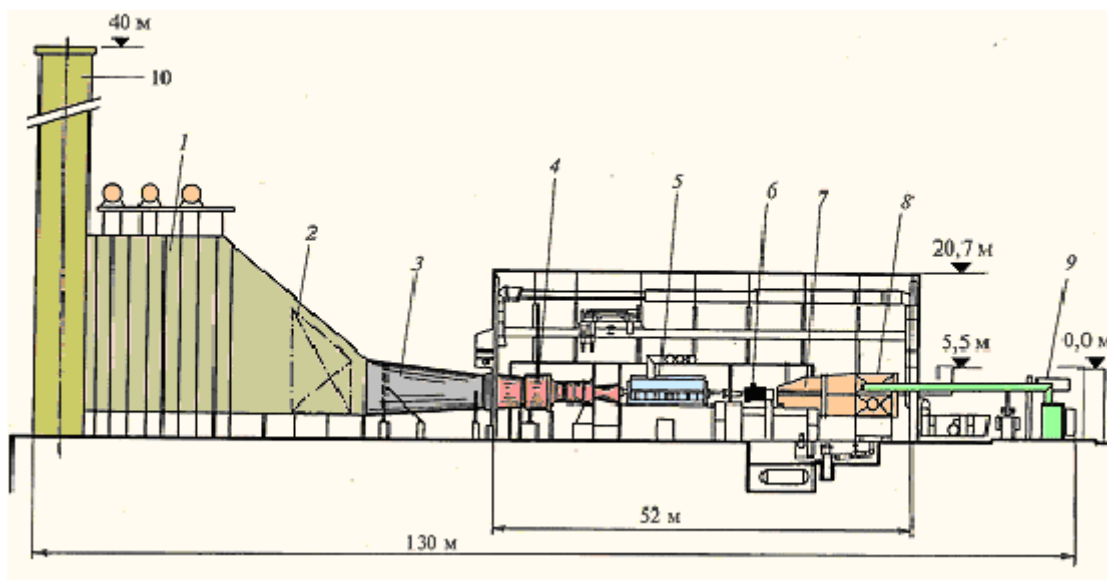


Рисунок – 1.9. Одновальная ПГУ фирмы Siemens V94.3A

По числу валов турбогенераторов ПГУ делят на одновальные и многовальные. Схема одновальной ПГУ показана на рис.1.9. 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-утилизатор 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 ПТУ 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 оказывается 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 и ротором паровой турбины 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.

Большинство ПГУ выполнено трехвальными, или, как говорят, в виде дубльблока. В них энергоблок состоит из двух ГТУ, снабжающих горячими газами свои котлы-утилизаторы 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-утилизаторе).

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.

1.3. Устройство горизонтального котла-утилизатора

Схема горизонтального трехконтурного котла-утилизатора показана на рис.1.10., а его внешний вид — на рис. 1.11. Для лучшего понимания эти рисунки следует рассматривать совместно.

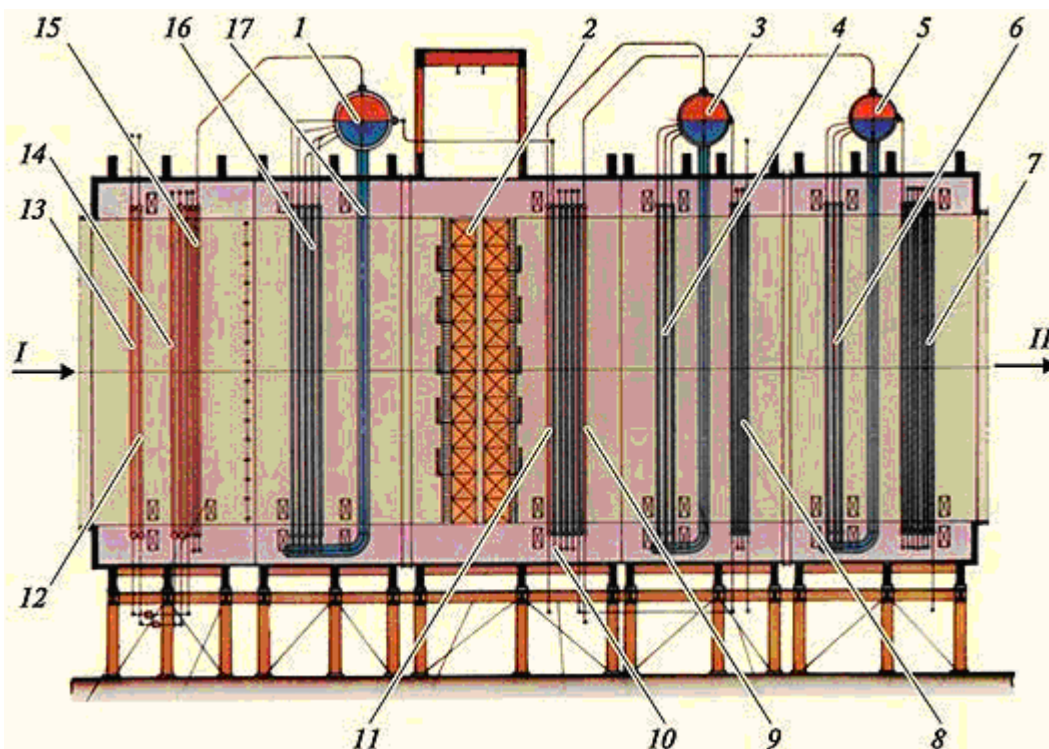


Рисунок – 1.10. Конструкция горизонтального трехконтурного котла-утилизатора японской фирмы Toshiba

Каркас котла имеет рамную конструкцию. На «крыше» котла помещают барабаны, из которых вниз идет несколько опускных труб Г-образной формы (см. рис.12). Внизу к ним подсоединяются коллекторы (поз. 12 на рис. 13), которые раздают воду на систему серебряных испарительных труб (поз. 16 на рис. 12 и поз. 11 на рис. 13). Вода поднимается по ним и частично испаряется. Сверху испарительные трубы также объединяются коллекторами 9 (рис. 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. 12 и рис. 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.

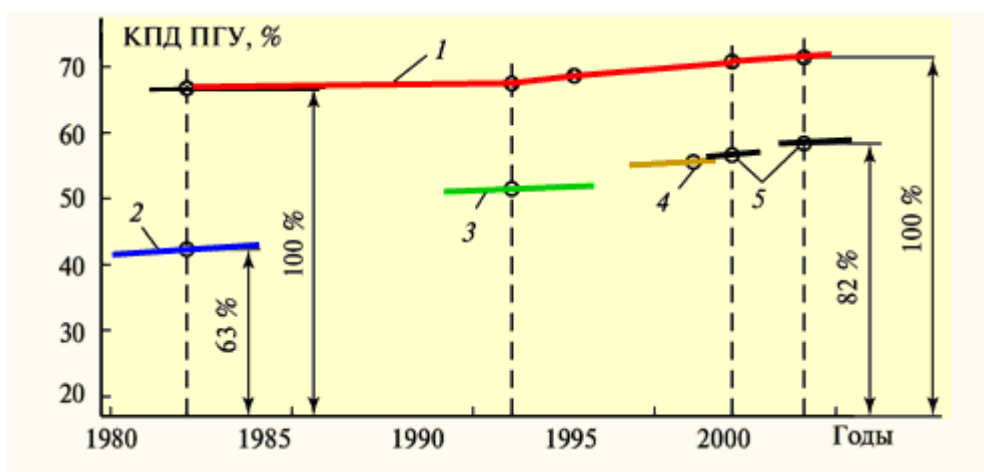
1.4. Преимущества и недостатки ПГУ, их место в зарубежной энергетике и тенденции их развития

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

Ярко выраженными преимуществами ПГУ являются следующие.

1. Парогазовая установка — самый экономичный двигатель, используемый для получения электроэнергии. На рис. 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 °С, 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 °С, 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 настоящее время.

Рисунок – 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 (NO_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 сравниться только автономная ГТУ. Потенциально высокая маневренность ПГУ обеспечивается наличием в ее схеме ГТУ, изменение нагрузки которой происходит в считанные минуты. Для реализации этих потенциальных маневренных возможностей ПГУ должна быть оснащена байпасной трубой. Для возможности глубокого разгружения ПГУ она должна быть многовальная.

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.

Ведущими западными фирмами создана широкая номенклатура ГТУ (см. табл. 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. 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.

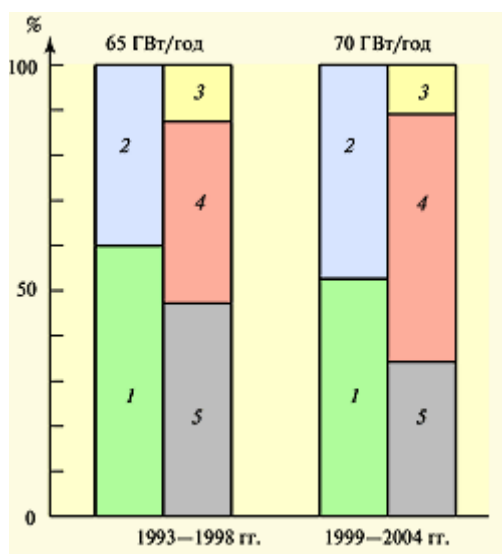


Рисунок -1.12. Прогноз фирмы Siemens по ежегодным заказам на оборудование

Таблица - 3. Показатели зарубежных ГТУ большой мощности для привода электрогенератора с частотой вращения 50с-1

Параметры	Фирма изготовитель						"Т, марка турбины							
	ALSTOM	General Electric			Siemens Power Generation		Mitsubishi Heavy Industries							
	GT26	MS9001FA	MS9001FB	MS 9001H	SGT5-4000F (V94.3A)	SGT5-8000H	M701F	M701F3	M701F4	M701G1	M701G2	M701H	M701J	
Электрическая мощность, МВт	281	255,6	268	320	265	375	234	270	278	271	334	350	460	
Электрический КПД, %	38,3	36,9	-	-	38,5	40	36,6	38,2	38,7	38,7	39,5	39,7	-	
Степень сжатия компрессора	30: 1	16: 1	18,5: 1	23: 1	17: 1	19,2	16: 1	17: 1	18: 1	18: 1	21: 1	25: 1	-	
Температура перед ГТ, °C	-	1316	1371	1430	-	-	1350	1400	1425	1450	1500	1500	1600	
Температура уходящих газов, °C	614	609	-	-	584	625	549	586	592	588	587	593	-	
Расход газа, кг/с	632	625		685	644	820	665	665	650	645	755	575	-	
Мощность при работе в комбинированном цикле с одной ГТ,	424	390,8	412,9	480	390	570	344	398	416,4	405	497	520	670	
КПД при работе в комбинированном цикле	58,3	56,7	58	60	57,3	>60	54,4	57,7	59	58,2	59,3	61	>60	

2. Расчет тепловой схемы двухконтурной парогазовой установки на программном обеспечении Microsoft Excel

2.1. Тепловой расчет газотурбинной установки.

Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Формула	Значение	
1. Температура наружного воздуха	°C	$t_{нв}=t_1$	-	0	15
2. Температура воздуха за компрессором	°C	$t_2(1)$	-	415	460
3. Средняя температура воздуха	°C	$t_{ср.в}$	$(t_1+t_2)/2$	207,5	237,5
4. Теплоемкость воздуха при $t_{ср.в}$	ккал/кг °C	C_p (воздух)	$C_{p1}(\text{воздух})+[C_{p2}(\text{воздух})-C_{p1}(\text{воздух})]*[(t_{ср.в}-t)/100]$	0,24506	0,245975
5. Теплоемкость водяных паров при $t_{ср.в}$	ккал/кг °C	C_p (H ₂ O)	$C_{p1}(\text{H}_2\text{O})+[C_{p2}(\text{H}_2\text{O})-C_{p1}(\text{H}_2\text{O})]*[(t_{ср.в}-t)/100]$	0,46457	0,46800
6. Адиабатическая величина воздуха	-	$m_в$	$0,0686/C_p$ (воздух)	0,27993	0,27889
7. Адиабатическая величина водяного пара	-	$m_п$	$0,1102/C_p$ (H ₂ O)	0,23721	0,23547
8. Относительная влажность воздуха	-	φ	-	0,75	0,75
9. Высота объекта над уровнем моря	м	H	-	0	0
10. Давление наружного воздуха	кгс/см ²	$p_{нв}$	$0,00136*10^{2,88-H/(18400-67*t_{нв})}$	1,031666	1,031666
11. Давление насыщенного пара при $t_{нв}$	кгс/см ²	$p_{s(нв)}$	$0,00136*10^{(156+8,12*t_{нв})/(236+t_{нв})}$	0,006231	0,017390
12. Влажность содержания наружного воздуха	кг/кг	$d_{нв}=d_1$	$[0,622*\varphi*p_{s(нв)}]/[p_{нв}-\varphi*p_{s(нв)}]$	0,002830	0,007964
13. Адиабатическая величина смеси	-	$m_к$	$m_{св}+d_{нв}*m_п$	0,28060	0,28077

14. Адиабатический КПД компрессора	-	η_k		0,86	0,86
15. Степень повышения давления воздуха	-	π_k		20,1	20,1
16. Температура воздуха за компрессором	$^{\circ}\text{C}$	t_2	$t_{\text{нв}} + [(273 + t_{\text{нв}}) * \pi_k^{m_k - 1}] / \eta_k$	419	458
17. Расхождение между принятой и полученной температурой воздуха за компрессором	$^{\circ}\text{C}$	Δ	$< 5 \quad \Delta = t_2(1) - t_2$	4	2
18. Окончательная температура воздуха за компрессором	$^{\circ}\text{C}$	t_2		419	458
19. Давление воздуха перед компрессором	кгс/см ²	p_1	$p_{\text{нв}} * (1 - 0,009)$	1,022381	1,022381
20. Давление воздуха после компрессором	кгс/см ²	p_2	$p_1 * \pi_k$	20,549848	20,549848
21. Давление газов перед газовой турбиной	кгс/см ²	p_3	$p_2 * (1 - 0,045)$	19,625105	19,625105
22. Давление газов за газовой турбиной	кгс/см ²	p_4	$p_{\text{нв}} * (1 + 0,05)$	1,083249	1,083249
23. Температура газов перед газовой турбиной	$^{\circ}\text{C}$	t_3	-	1340	1340
24. Температура газов за газовой турбиной	$^{\circ}\text{C}$	t_4	-	630	635
25. Средняя температура газов	$^{\circ}\text{C}$	t_{cp}	$(t_3 + t_4) / 2$	985	987,5

Характеристики топлива:

Азот	%	N ₂	-	0,1715	0,1715
Двуокись углерода	%	CO ₂	-	0,0039	0,0039
Метан	%	CH ₄	-	87,6239	87,6239
Этан	%	C ₂ H ₆	-	7,4477	7,4477
Пропан	%	C ₃ H ₈	-	3,2482	3,2482
Изобутан	%	C ₄ H ₁₀	-	0,4962	0,4962
Н-Бутан	%	C ₄ H ₁₀	-	0,7268	0,7268
Изопентан	%	C ₅ H ₁₂	-	0,1289	0,1289
Н-Пентан	%	C ₅ H ₁₂	-	0,1092	0,1092
Сумма гексанов	%	C ₆ H ₁₂	-	0,0437	0,0437
Теплота сгорания низшая	ккал/м ³	Q _{н(с)}	-	9013	9013
	кДж/м ³			37764	37764
Плотность топлива	кг/м ³	ρ г.тл	-	0,842	0,842
Плотность воздуха	кг/м ³	ρ в	-	1,293	1,293

Наименование параметра	Ед.изм.	Обозначение	Формула	Значение	
26.Теоретически необходимое количество воздуха	м3/м3	V _o	$0,0476 * ((1+4/4) * \text{CH}_4 + (2+6/4) * \text{C}_2\text{H}_6 + (3+8/4) * \text{C}_3\text{H}_8 + (4+10/4) * \text{C}_4\text{H}_{10} + (4+10/4) * \text{C}_4\text{H}_{10} + (5+12/4) * \text{C}_5\text{H}_{12} + (5+12/4) * \text{C}_5\text{H}_{12} + (6+12/4) * \text{C}_6\text{H}_{12})$	10,843	10,843
27.Теоретически необходимое количество воздуха	кг/кг	L _o кс	$V_o * \rho$ в/ρ г.тл	16,652	16,652
28.Теоретический объем азота	м3/кг	V _o N ₂	$(0,79 * V_o + N_2/100) / \rho$ г.тл	10,176	10,176
29.Объем трехатомных газов	м3/кг	V _o O ₂	$(0,01 * (\text{CO}_2 + 1 * \text{CH}_4 + 2 * \text{C}_2\text{H}_6 + 3 * \text{C}_3\text{H}_8 + 4 * \text{C}_4\text{H}_{10} + 4 * \text{C}_4\text{H}_{10} + 5 * \text{C}_5\text{H}_{12} + 5 * \text{C}_5\text{H}_{12} + 6 * \text{C}_6\text{H}_{12})) / \rho$ г.тл	1,409	1,409
30.Теоретический объем водяных паров	м3/кг	V _o H ₂ O	$(0,01 * ((1 * \text{CH}_4) / 2 + (2 * \text{C}_2\text{H}_6) / 2 + (3 * \text{C}_3\text{H}_8) / 2 + (4 * \text{C}_4\text{H}_{10}) / 2 + (4 * \text{C}_4\text{H}_{10}) / 2 + (5 * \text{C}_5\text{H}_{12}) / 2 + (5 * \text{C}_5\text{H}_{12}) / 2 + (6 * \text{C}_6\text{H}_{12}) / 2) + 0,0161 * V_o) / \rho$ г.тл	0,912	0,912
31.Плотность азота	кг/м3	ρ N ₂	-	1,257	1,257
32.Плотность трехатомных газов	кг/м3	ρ RO ₂	-	1,964	1,964
33.Плотность водяных паров	кг/м3	ρ H ₂ O	-	0,804	0,804
34.Теоретическое количество продуктов сгорания	кг/кг	L _o г	$(V_o \text{ N}_2 * \rho \text{ N}_2 + V_o \text{ RO}_2 * \rho \text{ RO}_2 + V_o \text{ H}_2\text{O} * \rho \text{ H}_2\text{O}) / \rho$ г.тл	19,348	19,348
35.Изобарная теплоемкость N ₂ при t 3	ккал/кг °С	C _p (N ₂)	из таблицы 1	0,297	0,29742

36.Изобарная теплоемкость RO2 при t3	ккал/кг °С	Ср (RO2)	из таблицы 1	0,31912	0,31982
37.Изобарная теплоемкость H2O при t3	ккал/кг °С	Ср (H2O)	из таблицы 1	0,6402	0,6416
Наименование параметра	Ед.изм.	Обозначение	Формула	Значение	
38.Изобарная теплоемкость продуктов сгорания при t 3	ккал/кг °С	Ср (г)	$(\rho_{N2} \cdot V_{o N2} \cdot C_p(N2) + \rho_{RO2} \cdot V_{o RO2} \cdot C_p(RO2) + \rho_{H2O} \cdot V_{o H2O} \cdot C_p(H2O)) / (\rho_{N2} \cdot V_{o N2} + \rho_{RO2} \cdot V_{o RO2} + \rho_{H2O} \cdot V_{o H2O})$	0,31620	0,31671
39.Изобарная теплоемкость воздуха при t 2	ккал/кг °С	Ср (воздух)	из таблицы 1	0,2563	0,2585
40.КПД камеры сгорания	-	η кс	из таблицы 1	0,985	0,985
41.Коэффициент избытка воздуха	-	α=α г.т	$(Q_{н(с)} \cdot \eta_{кс} / 4,19 - C_p(г) \cdot t_3 + C_p(воздух) \cdot t_3) / ((C_p(воздух) \cdot t_3 - C_p(воздух) \cdot t_2) \cdot L_{окс})$	1,922	1,986
42.Энтальпия воздуха при t 2	кДж/кг	I о в(2)	Из таблицы 1	7203	7870
43.Энтальпия воздуха при t 3	кДж/кг	I о в(3)	Из таблицы 1	25013	25013
44.Энтальпия продуктов сгорания при t 3	кДж/кг	I о г(3)	Из таблицы 1	25542	25542
45.Коэффициент избытка воздуха в КС	-	α кс	$(Q_{н(с)} \cdot \eta_{кс} + I_{о в(3)} - I_{о г(3)}) / (I_{о в(3)} - I_{о в(2)})$	2,451	2,546
46.Расход сухого воздуха через компрессор	кг/с	Gк в	$V_{р кс} \cdot \alpha = \alpha_{г.т} \cdot L_{о кс}$	740	740

48.Относительный расход воздуха на охлаждение	-	g охл	-	0,06	0,06
49.Относительная потеря воздуха в утечки	-	g ут	-	0,0075	0,0075
49.Относительная потеря воздуха в утечки	-	g ут	-	0,0075	0,0075
50.Расход сухого воздуха на КС	кг/с	G _{кс в}	$G_{к в}*(1-g_{ут}-g_{охл})$	690	690
Наименование параметра	Ед.изм.	Обозначение	Формула	Значение	
51.Расход газов через газовую турбину	кг/с	G _т	$V_{р кс}*\rho_{г.тл}+G_{кс в}$	731	734
52.Расход газов за газовой турбины	кг/с	G _г	$G_{т}*(1+g_{охл})$	775	778
53.Расход топлива на КС	кг/с	V _{р кс}	$G_{кс в}/(\alpha=\alpha_{г.т}*L_{о кс})$	16,91	16,28
	°C	t _{ср}	$t_3+t_4/2$	985,00	987,50
54.Изобарная теплоемкость N ₂ при t _{ср}	ккал/кг °C	C _p (N ₂)	Из таблицы2	0,286905	0,287475
55.Изобарная теплоемкость RO ₂ при t _{ср}	ккал/кг °C	C _p (RO ₂), CO ₂	Из таблицы2	0,30753	0,30834
56.Изобарная теплоемкость H ₂ O при t _{ср}	ккал/кг °C	C _p (H ₂ O)	Из таблицы2	0,59064	0,59160
57.Адиабатическая величина для N ₂ при t _{ср}	-	m N ₂	$0,0705/C_p (N_2)$	0,24712	0,24524

58.Адиабатическая величина для RO2 при tcp	-	m RO2	$0,0451/C_p (RO_2)? CO_2$	0,14665	0,14627
59.Адиабатическая величина для H2O при tcp	-	m H2O	$0,1102/C_p (H_2O)$	0,18658	0,18627
60.Адиабатическая величина для продуктов сгорания при t cp	-	m г	$(\rho RO_2*V_o RO_2*m RO_2+\rho N_2*V_o N_2*m N_2+\rho H_2O*V_o H_2O* *m H_2O)/(\rho RO_2*V_o RO_2+\rho N_2*V_o N_2+\rho H_2O*V_o H_2O)$	0,22733	0,22578
61.Изобарная теплоемкость воздуха при t cp	ккал/кг °С	Cp (воздух)	Из таблицы2	0,28245	0,28274
Наименование параметра	Ед.изм.	Обозначение	Формула	Значение	
62.Адиабатическая величина для воздуха сгорания при t cp	-	m в	$0,0686/C_p (воздух)$	0,24287	0,24263
63.Адиабатическая величина газов при t cp	-	m т	-	0,23421	0,23351
64.Степень расширения газов в газовой турбине	-	Σ	p_3/p_4	18,1169	18,1169
65.Адиабатический КПД газовой турбины	-	η т	-	0,89	0,89
66.Температура газов за газовой турбиной	°С	t 4	$t_3-t_3*(1*1/\sigma^{(m \Gamma)})*\eta \Gamma$	633	634
67.Расхождение между принятой и полученной температурой газов за газовой турбиной	°С	Δ	t_4-t_4	-3	1
68.Окончательная температура газов за газовой турбиной	°С	t 4	t_4-273	633	634

69.Внутренняя мощность компрессора	кВт	N _к	$C_p(\text{воздух}) \cdot (t_2 - t_{нв=t_1}) \cdot G_{кв} \cdot 4,19$	320101	342543
70.Изобарная теплоемкость продуктов сгорания при t _{ср}	ккал/кг [°] С	C _p (г)	$(\rho_{RO_2} \cdot V_{oRO_2} \cdot C_p(RO_2) + \rho_{CO_2} \cdot V_{oCO_2} \cdot C_p(CO_2) + \rho_{N_2} \cdot V_{oN_2} \cdot C_p(N_2) + \rho_{H_2O} \cdot V_{oH_2O} \cdot C_p(H_2O)) / (\rho_{RO_2} \cdot V_{oRO_2} + \rho_{N_2} \cdot V_{oN_2} + \rho_{H_2O} \cdot V_{oH_2O})$	0,30407	0,30470
71.Изобарная теплоемкость газов при t _{ср}	ккал/кг [°] С	C _p (г)	$(L_{ог} \cdot C_p(г) + (\alpha = \alpha_{г.т-1}) \cdot L_{окс} \cdot C_p(\text{воздух})) / (L_{ог} + (\alpha = \alpha_{г.т-1}) \cdot L_{окс})$	0,29451	0,29462
72.Внутренняя мощность газовой турбины	кВт	N _{г.т}	$(C_p(г) \cdot G_{г.т} \cdot (t_3 - t_4) \cdot 3,6) \cdot 0,86$	637240	638787
73.Механический КПД компрессора	-	η _{к.м}	-	0,99	0,99
Наименование параметра	Ед.изм.	Обозначение	Формула	Значение	
74.Механический КПД газовой турбины	-	η _{г.т.м}	-	0,995	0,995
75.КПД электрогенератора	-	η _{э.г}	-	0,985	0,985
76.Электрическая мощность ГТА	кВт	N _{г.т.эл}	$(N_{г.т.м} \cdot \eta_{г.т.м} - N_{к.м}) \cdot \eta_{э.г}$	306059	285246
77.Коэффициент избытка воздуха в сбросных газах	-	α _{г.т.ух}	$(G_{кв} \cdot (1 - g_{ут})) / (L_{окс} \cdot V_{р.к.с})$	2,609	2,710
78.Температура выхлопных газов за газовой турбиной	°С	t _{г.т.ух}	$(G_{г.т} \cdot (t_4 + g_{охл} \cdot t_2)) / G_{г}$	621	624
79.Плотность газов за газовой турбиной	кг/м ³	ρ _{г.т.ух}	$(\rho_{RO_2} \cdot V_{oRO_2} + \rho_{N_2} \cdot V_{oN_2} + \rho_{H_2O} \cdot V_{oH_2O} + (\alpha_{г.т.ух} - 1) \cdot V_{о}) / (V_{oRO_2} + V_{oN_2} + V_{oH_2O} + \alpha_{г.т.ух} \cdot V_{о})$	0,827	0,832

80. Объемное содержание кислорода в газах за газовой турбиной	%	O2	$((21 * (\alpha_{г.т ух} - 1) * L_{о кс}) / (1 + \alpha_{г.т ух} * L_{о кс})) * (\rho_{г.т ух} / \rho_{в})$	8,1	8,3
81. КПД газовой турбины	%		$N_{г.т эл} / (Q_{н(с)} / \rho_{г.тл} * B_{р кс}) * 100$	40,36	39,08

2.2. Тепловой расчет котла – утилизатора.

2.2.1. Методика расчета комбинированных энергоустановок.

1. Исходные данные для расчета тепловой схемы парогазовой установки

Перед расчетом варианта должны быть известны или выбраны следующие величины.

1. Тепловая схема парогазовой установки (ПГУ): количество газотурбинных установок (ГТУ) и котлов – утилизаторов (КУ), питающих паротурбинную установку; тип паротурбинной установки (с конденсационной турбиной, с турбиной с противодавлением или теплофикационной); схема питания деаэратора греющим паром; тип котла-утилизатора (одно-, двух-, или трехконтурный)

2. Тип и все характеристики ГТУ для номинального режима. Как правило, ГТУ выбирается из имеющейся номенклатуры (см. табл, взятую из [1]. Для ГТУ должны быть известны, выбраны или оценены следующие параметры: расход пара G_g , температура θ_d и энтальпия h_d уходящих газов ГТУ; номинальная мощность ГТУ на клеммах генератора $N_g^{ГТУ}$, абсолютный электрический КПД ГТУ $\eta_g^{ГТУ}$, теплофизические свойства газов, а также параметры окружающей среды (барометрическое давление, температура)

3. Давление в конденсаторе p_k , ($p_k=3,5-5$ кПа, допустимая влажность пара в конце процесса расширения в турбине $u_k < 10\%$).

4. Давление в контурах КУ, которое окончательно выбирается только после расчета процесса расширения пара в паровой турбине, определения конечной влажности и оптимизации всех параметров тепловой схемы ПГУ. Обычно для одноконтурных ПГУ принимают давление $p_0=3-5$ МПа, для двухконтурных $p_0^{ВД}=5-7$ МПа, $p_0^{НД}=0,5-0,7$ МПа.

При реальных температурах за ГТУ такие параметры обеспечивают приемлемую конечную влажность и экономические показатели ПГУ, близкие к оптимальным.

В результате расчета тепловой схемы должны быть получены:

-параметры пара и воды по всему тракту (давления, температуры, влажность, энтальпии и расходы);

-процесс расширения пара в турбине, КПД отсеков паровой турбины и ее мощность, внутренний относительный КПД;

-абсолютный электрический КПД паротурбинной установки;

-КПД котла-утилизатора;

-КПД парогазовой установки;

Перед выполнением расчетов целесообразно посторить зависимость энтальпии газов I_r от температуры θ , определяемой коэффициентом избытка воздуха химическим составом топлива.

Расчет двухконтурной комбинированной энергоустановки

Тепловая схема (см. рисунок 1) включает в себя две одинаковые ГТУ, два одинаковых КУ с ГПК, деаэратор и паровую турбину с конденсацией отработавшего пара. Деаэратор питается паром из коллектора, к которому присоединены трубопроводы контуров низкого давления обоих КУ. Каждая из двух параллельно работающих ГТУ сбрасывает выхлопные газы в собственный КУ. Потoki перегретого пара, выходящие из контуров высокого давления двух КУ, смешиваются в общем коллекторе и подаются к паровой турбине. Потoki пара вышедшие от контура низкого давления также перемешиваются друг с другом и подаются в камеру смешения, расположенную перед ЧНД.

Каждая ГТУ имеет следующие характеристики:

-электрическая мощность $Nэ$;

-расход уходящих газов $Gг$;

-температура газов на выходе θ_d .

3. Уходящие газы ГТУ представляют собой смесь атмосферного воздуха и чистых продуктов сгорания. Зависимость энтальпии газов от температуры показанная на получена по методам, изложенным в [4].

4. температура наружного воздуха , давление $p_{вн}$.

5. Давление в конденсаторе p_k ; допустимая влажность u_k ;

6. Давление в контурах КУ: $p_0^{вд}$, $p_0^{нд}$.

7. Давление в деаэраторе $p^д$.

Энтальпию пара и воды будем определять по таблицам [5]. Необходимыми температурными напорами будем задаваться в процессе расчета.

При проведении дальнейших расчетов будем пренебрегать падением давления вследствие гидравлического сопротивления тракта КУ, а также увеличением энтальпии и температуры воды при повышении ее давления в насосах.

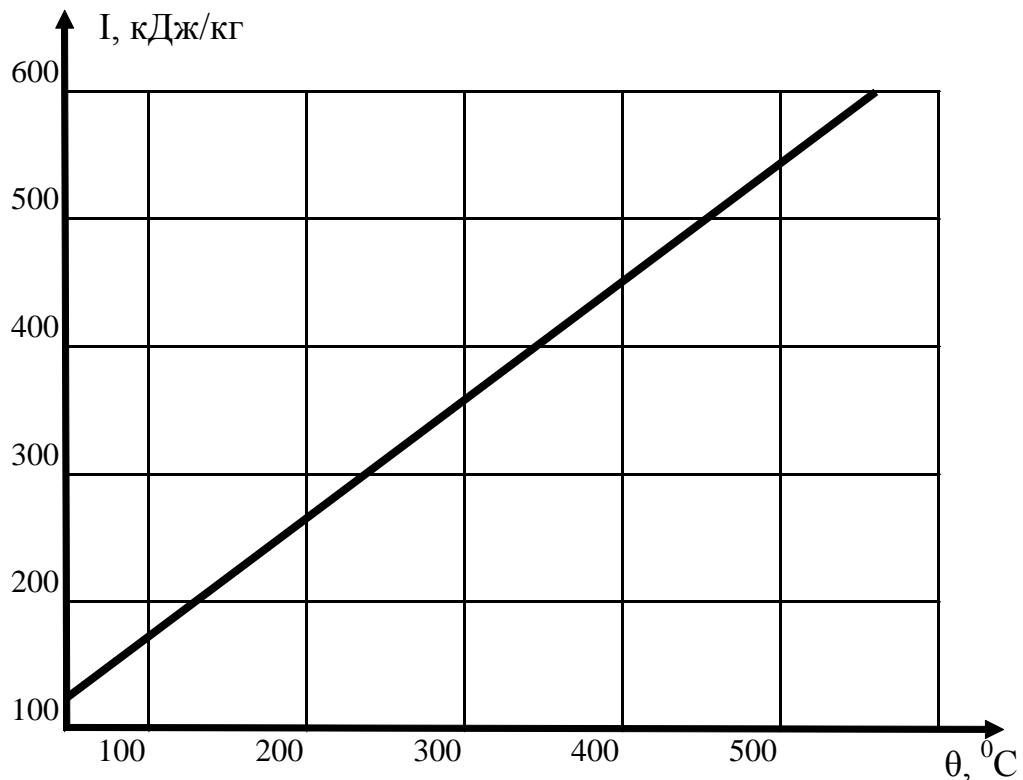


Диаграмма зависимости энтальпии уходящих газов ГТУ от температуры

Расчет котла-утилизатора

Исходя из схемы, составим уравнения теплового и материального баланса, соответствующие различным элементам КУ. Так для совокупных поверхностей пароперегревателя и испарителя высокого давления одного КУ уравнение теплового баланса имеет вид:

$$G_{\Gamma} \cdot (I_d - I_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}}) = G_{\Pi}^{\text{ВД}} \cdot (h_0^{\text{ВД}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}}) \quad (1)$$

где G_{Γ} - расход газов, покидающих одну ГТУ; I_d - энтальпия газов, покидающих ГТУ; $h_0^{\text{ВД}}$ - энтальпия пара на выходе из перегревателя высокого давления КУ при $p_0^{\text{ВД}}$ и $t_0^{\text{ВД}}$; $h_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}}$ - энтальпия воды на выходе из экономайзера высокого давления (в состоянии насыщения при давлении $p_0^{\text{ВД}}$).

Выбрав температурный напор $\delta t_{\text{ЭК}}$, °C и определив t_s , °C, определяем температуру газов:

$$\theta_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} = (t_s + \delta t_{\text{ЭК}}), \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2)$$

По $\theta_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}}$ определяем энтальпию газов перед экономайзером высокого давления $I_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}}$ по диаграмме зависимости энтальпии уходящих газов.

Далее из уравнения (1) определим расход пара высокого давления, генерируемый одним КУ:

$$G_{\Pi}^{\text{ВД}} = G_{\Gamma} \cdot (I_d - I_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}}) / (h_0^{\text{ВД}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}}) \text{ кг/с} \quad (3)$$

Тепловой баланс экономайзера контура высокого давления:

$$G_{\Gamma} * (I_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} - I_{\text{УХ}}^{\text{ВД}}) = G_{\Pi}^{\text{ВД}} * (h_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} - h_{\text{Д}}) \quad (4)$$

где $h_{\text{Д}}$ - энтальпия питательной воды, поступающей из деаэратора (определяется по давлению в деаэраторе $p^{\text{Д}}$);

$I_{\text{УХ}}^{\text{ВД}}$ - энтальпия газов, покидающих теплообменники контура ВД (энтальпия газов за экономайзером контура высокого давления), которая определяется по формуле:

$$I_{\text{УХ}}^{\text{ВД}} = I_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} - G_{\Pi}^{\text{ВД}} \cdot (h_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} - h_{\text{Д}}) / G_{\Gamma} \quad \text{кДж/кг} \quad (5)$$

По $I_{\text{УХ}}^{\text{ВД}}$ с диаграммы определяется температура газов $\theta_{\text{УХ}}^{\text{ВД}}$.

Для совокупных поверхностей пароперегревателя и испарителя контура низкого давления КУ тепловой баланс:

$$G_{\Gamma} \cdot (I_{\text{УХ}}^{\text{ВД}} - I_{\text{ГПК}}) = G_{\Pi}^{\text{НД}} \cdot (h_{\text{О}}^{\text{НД}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{НД}}) \quad (6)$$

где $I_{\text{ГПК}}$ - энтальпия газов на входе в ГПК определяется исходя из температуры (225 °С) по диаграмме :

$$\theta_0^{\text{НД}} = (t_{\text{с}} + \delta t^{\text{НД}}) \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7)$$

где $\delta t^{\text{НД}}$ - температурный напор в точке (принимается значение $\delta t^{\text{НД}} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$).

Энтальпия пара на выходе из контура низкого давления ($h_{\text{О}}^{\text{НД}}$) определяется по давлению в контуре $p_0^{\text{НД}}$ и температуре:

$$t_0^{\text{НД}} = \theta_{\text{УХ}}^{\text{ВД}} - \delta t_0^{\text{НД}} \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8)$$

где $\delta t_0^{\text{НД}}$ - температурный напор (рекомендуемое значение $\delta t_0^{\text{НД}} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$).

Энтальпия воды в барабане контура низкого давления $h_{\text{Б}}^{\text{НД}}$ кДж/кг определяется в состоянии насыщения при давлении $p_0^{\text{НД}}$.

Из уравнения (6) определяем расход пара через контур низкого давления КУ:

$$G_{\Pi}^{\text{НД}} = G_{\Gamma} \cdot (I_{\text{УХ}}^{\text{ВД}} - I_{\text{ГПК}}) / (h_{\text{О}}^{\text{НД}} - h_{\text{Б}}^{\text{НД}}) \text{ кг/с.} \quad (9)$$

По температуре питательной воды на входе в ГПК определяем энтальпию $h_{\text{ПВ}}$.

Если считать, что нагрев конденсата в ГПК и деаэраторе осуществляется примерно равномерно, то температура воды за ГПК будет равна $t_{\text{ГПК}}$. По данной температуре определяем энтальпию за ГПК $h_{\text{ГПК}}$.

Из уравнения теплового баланса для деаэратора:

$$[2 * (G_{\Pi}^{\text{ВД}} + G_{\Pi}^{\text{НД}}) - G^{\text{Д}}] * h_{\text{ГПК}} + G^{\text{Д}} * h_{\text{О}}^{\text{НД}} = 2 * (G_{\Pi}^{\text{НД}} + G_{\Pi}^{\text{ВД}}) * h_{\text{Д}} \quad (10)$$

найдем расход пара на деаэратор по формуле:

$$G^{\text{Д}} = 2 * (G_{\Pi}^{\text{НД}} + G_{\Pi}^{\text{ВД}}) \cdot (h_{\text{Д}} - h_{\text{ГПК}}) / (h_{\text{О}}^{\text{НД}} - h_{\text{ГПК}}) \text{ кг/с.} \quad (11)$$

Уравнение теплового баланса для точки смешения потоков конденсата из конденсатора и линии рециркуляции будет выглядеть следующим образом:

$$[2 \cdot (G_{\text{п}}^{\text{нд}} + G_{\text{п}}^{\text{вд}}) - G^{\text{д}}] \cdot h_{\text{к}} + G^{\text{р}} h_{\text{гпк}} = [2 \cdot (G_{\text{п}}^{\text{нд}} + G_{\text{п}}^{\text{вд}}) - G^{\text{д}} + G^{\text{р}}] \cdot h_{\text{пв}} \quad (12)$$

где $h_{\text{к}}$ - энтальпия конденсата в состоянии насыщения при $p_{\text{к}}$.

Из (12) найдем расход рециркуляции:

$$G^{\text{р}} = [2 \cdot (G_{\text{п}}^{\text{нд}} + G_{\text{п}}^{\text{вд}}) - G^{\text{д}}] \cdot (h_{\text{пв}} - h_{\text{к}}) / (h_{\text{гпк}} - h_{\text{пв}}) \text{ кг/с} \quad (13)$$

Из уравнения теплового баланса для ГПК:

$$G_{\text{г}} \cdot (I_{\text{гпк}} - I_{\text{yx}}) = (G_{\text{п}}^{\text{вд}} + G_{\text{п}}^{\text{нд}} - G^{\text{д}}/2 + G^{\text{р}}/2) \cdot (h_{\text{гпк}} - h_{\text{пв}}) \quad (14)$$

найдем энтальпию уходящих газов КУ:

$$I_{\text{yx}} = I_{\text{гпк}} - (G_{\text{п}}^{\text{вд}} + G_{\text{п}}^{\text{нд}} - G^{\text{д}}/2 + G^{\text{р}}/2) \cdot (h_{\text{гпк}} - h_{\text{пв}}) / G_{\text{г}} \text{ кДж/кг} \quad (15)$$

По I_{yx} найдем температуру уходящих газов θ_{yx} °С

КПД КУ определим по формуле:

$$\eta_{\text{ку}} = (I_{\text{д}} - I_{\text{yx}}) / (I_{\text{д}} - I_{\text{а}}) \% \quad (16)$$

где $I_{\text{а}}$ кДж/кг – энтальпия наружного воздуха при $t_{\text{нв}}$ °С.

Тепло, отданное газами ГТУ в паротурбинный цикл, определяется по формуле:

$$Q_{\text{газ}} = 2 \cdot G_{\text{г}} \cdot (I_{\text{д}} - I_{\text{yx}}) \text{ МВт} \quad (17)$$

Тепло, полученное паром, определяется по формуле:

$$Q_{\text{пар}} = 2 \cdot G_{\text{п}}^{\text{вд}} \cdot h_{\text{о}}^{\text{вд}} + (2 \cdot G_{\text{п}}^{\text{нд}} - G^{\text{д}}) \cdot h_{\text{о}}^{\text{нд}} - [2 \cdot (G_{\text{п}}^{\text{вд}} + G_{\text{п}}^{\text{нд}}) - G^{\text{д}}] \cdot h_{\text{к}} \text{ МВт.} \quad (18)$$

Далее будем считать, что тепловая мощность одного КУ равна среднему значению $Q_{\text{ку}} = ((Q_{\text{газ}} + Q_{\text{пар}}) / 2) / 2 \text{ МВт.}$

Тепло, подводимое к воде (пару) в отдельных элементах одного КУ, определяется по формулам:

– для ГПК:

$$Q_{\text{гпк}} = (G_{\text{п}}^{\text{вд}} + G_{\text{п}}^{\text{нд}} - G^{\text{д}}/2 + G^{\text{р}}/2) \cdot (h_{\text{гпк}} - h_{\text{пв}}) \text{ кВт;} \quad (19)$$

– для испарителя низкого давления:

$$Q_{\text{исп}}^{\text{нд}} = G_{\text{п}}^{\text{нд}} * r^{\text{нд}} \text{ кВт} \quad (20)$$

где $r^{\text{нд}}$ - теплота испарения, определяемая по давлению $p_0^{\text{нд}}$;

– для пароперегревателя низкого давления:

$$Q_{\text{пп}}^{\text{нд}} = G_{\text{п}}^{\text{нд}} * (h_0^{\text{нд}} - h_s^{\text{нд}}) \text{ кВт} \quad (21)$$

где $h_s^{\text{нд}}$ - энтальпия насыщенного пара при давлении $p_0^{\text{нд}}$;

– для экономайзера высокого давления:

$$Q_{\text{эк}}^{\text{вд}} = G_{\text{п}}^{\text{вд}} * (h_{\text{эк}}^{\text{вд}} - h_{\text{д}}) \text{ кВт} \quad (22)$$

- для испарителя высокого давления:

$$Q_{\text{исп}}^{\text{вд}} = G_{\text{п}}^{\text{вд}} * r^{\text{вд}} \text{ кВт} \quad (23)$$

где $r^{\text{вд}}$ - теплота испарения, определяемая по давлению $p_0^{\text{вд}}$;

– для пароперегревателя высокого давления:

$$Q_{\text{пп}}^{\text{вд}} = G_{\text{п}}^{\text{вд}} * (h_0^{\text{вд}} - h_s^{\text{вд}}) \text{ кВт} \quad (24)$$

где $h_s^{\text{вд}}$ - энтальпия насыщенного пара при давлении $p_0^{\text{вд}}$.

Далее определяются соответствующие относительные величины:

$$\begin{aligned} q_{\text{гпк}} &= Q_{\text{гпк}} / Q_{\text{ку}}, \\ q_{\text{исп}}^{\text{нд}} &= Q_{\text{исп}}^{\text{нд}} / Q_{\text{ку}}, \\ q_{\text{пп}}^{\text{нд}} &= Q_{\text{пп}}^{\text{нд}} / Q_{\text{ку}}, \\ q_{\text{эк}}^{\text{вд}} &= Q_{\text{эк}}^{\text{вд}} / Q_{\text{ку}}, \\ q_{\text{исп}}^{\text{вд}} &= Q_{\text{исп}}^{\text{вд}} / Q_{\text{ку}}, \\ q_{\text{пп}}^{\text{вд}} &= Q_{\text{пп}}^{\text{вд}} / Q_{\text{ку}}. \end{aligned}$$

Приближенный расчет паровой турбины

Расчет внутреннего относительного КПД паровой турбины проводится по приближенным формулам в два этапа.

1) Определяем КПД части высокого давления (до смешения с потоком пара из контура низкого давления КУ) $\eta_{oi}^{\text{вд}}$, а также параметры потока пара на входе в камеру смешения, затем параметры пара в камере смешения.

2) Рассчитаем внутренний относительный КПД $\eta_{oi}^{\text{нд}}$ части низкого давления (от камеры смешения до конденсатора).

Схематично процесс расширения пара в турбине в h-s -диаграмме показан на рисунке

Пусть паровая турбина выполнена с дроссельным парораспределением. Тогда $\eta_{oi}^{ВД}$ можно оценить по приближенной эмпирической формуле из [3] для группы ступеней малой верности:

$$\eta_{oi}^{ВД} = (0,92 - 0,2/(2*G_{\Pi}^{ВД} * v_{cp}))*(1 + (H_o^{ВД} - 7*10^2) / 2*10^4) * k_{вл} \quad (1)$$

где $v_{cp} = (v_0 * v_z)^{0,5}$ м³/кг;

$H_o^{ВД}$ кДж/кг - располагаемый теплоперепад группы ступеней;

$k_{вл} = 1$ (группа ступеней работает перегретым паром).

Используя h-s - диаграмму, найдем удельный объем пара на входе в турбину $v_0 = 0,07$ м³/кг и удельный объем пара на выходе из ЧВД $v_z = 0,45$ м³/кг.

Использованный теплоперепад определяется по формуле:

$$H_i^{ВД} = H_o * \eta_{oi}^{ВД} = 661 * 0,871 \text{ кДж/кг} \quad (2)$$

Энтальпия пара на выходе из ЧВД:

$$h_k^{ВД} = h_o^{ВД} - H_i^{ВД} \text{ кДж/кг} \quad (3)$$

Энтальпия пара перед ЧНД определяется по формуле:

$$h_{см}^{НД} = (2*G_{\Pi}^{ВД} * h_k^{ВД} + (2*G_{\Pi}^{НД} - G^Д) * h_o^{НД}) / (2*(G_{\Pi}^{ВД} + G_{\Pi}^{НД}) - G^Д) \text{ кДж/кг} \quad (4)$$

По $h_{см}^{НД}$ и $p_o^{НД}$ определяем температуру $t_o^{НД}$ °С .

Для расчета КПД ЧД воспользуемся эмпирической зависимостью

$$\eta_{oi}^{НД} = 0,87 * (1 + (H_o^{НД} - 400) / 10^4) * k_{вл} - \Delta H_{вс} / H_o^{НД} \quad (5)$$

где $H_o^{НД} = 728,5$ кДж/кг- располагаемый теплоперепад ЧНД, $\Delta H_{вс}$ -потери с выходной скоростью, которые можно найти по эмпирической формуле

$$H_{вс} = 0,5 * 10^{-3} ((G_k v_z)^2 * (1 - 0,1/\theta_z - 1)), \quad (6)$$

где $\theta_z = d_z/l_z$, либо по графикам (рис 4) для стандартных ступеней ЛМЗ. Определим длину рабочей лопатки последней ступени l_z рассчитав объемный расход пара.

Расход пара на выходе из ЧНД:

$$G_{\Sigma} = (2*(G_{\Pi}^{ВД} + G_{\Pi}^{НД}) - G^Д) \text{ кг/с} \quad (7)$$

объемный расход пара на выходе из ЧНД:

$$G_v = G_\Sigma * v_k, \text{ м}^3/\text{с} \quad (8)$$

где v_k м³/кг- удельный объем пара, определяется по h-s диаграмме по давлению p_k и известных начальных параметрах пара на входе в ЧНД.

Коэффициент, учитывающий влияние влажности рассчитывается по формуле:

$$k_{вл} = 1 - 0,4 * (1 - \gamma_{вл}) * (\gamma_o + \gamma_z) * (H_o^{вл} / H_o^{гп}) \quad (9)$$

где $H_o^{нд}$ кДж/кг, $H_o^{вл}$ кДж/кг - располагаемый теплоперепад в зоне влажного пара (по h-s - диаграмме), влажность в начале процесса $\gamma_o = 0$, в конце процесса расширения задаем в первом приближении $\gamma_z = 0,1$;

КПД ЦНД определяется по формуле:

$$\eta_{oi}^{нд} = 0,87 * (1 + (H_o^{нд} - 400) / 10^4) * k_{вл} - \Delta H_{вс} / H_o^{нд} \quad (10)$$

Использованный теплоперепад ЦНД определяется по формуле:

$$H_i^{нд} = H_o \eta_{oi}^{нд}, \text{ кДж/кг} \quad (11)$$

Тогда энтальпия пара в конце процесса расширения будет равна:

$$h_k^{нд} = h_{см}^{нд} - H_i^{нд}, \text{ кДж/кг} \quad (12)$$

По h-s- диаграмме определяем влажность γ в конце процесса расширения пара.

Внутренняя мощность паровой турбины определяется по формуле:

$$N_i^{пт} = 2 * G^{вд} * H_o^{вд} * \eta_{oi}^{вд} + (2 * (G^{вд} + G^{нд}) - G^д) * H_o^{нд} * \eta_{oi}^{нд}, \text{ кВт} \quad (13)$$

Располагаемая мощность паровой турбины определяется по формуле:

$$N_o^{пт} = 2 * G^{вд} * H_o^{вд} + (2 * (G^{вд} + G^{нд}) - G^д) * H_o^{нд}, \text{ кВт} \quad (14)$$

Мощностной относительный внутренний КПД паровой турбины определяется по формуле:

$$\eta_{oi}^{пт} = N_i^{пт} / N_o^{пт} \quad (15)$$

Определение экономических показателей ПГУ

Абсолютный внутренний КПД ПГУ определяется по формуле:

$$\eta_i^{\text{ПГУ}} = N_i / Q_{\text{кв}} \quad (16)$$

Абсолютный электрический КПД ПСУ определяется по формуле:

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПСУ}} = \eta_i^{\text{ПГУ}} * \eta_{\text{кв}} * \eta_{\text{м}} * \eta_{\text{эГ}} \quad (17)$$

Электрическая мощность ПГУ определяется по формуле:

$$N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = 2 * N_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} + N_i^{\text{ПТ}} * \eta_{\text{м}} * \eta_{\text{эГ}}, \text{ МВт} \quad (18)$$

Тепло, подведенное в камеры сгорания ГТУ, определяется по формуле:

$$Q_{\text{кв}} = 2 * N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} / \eta_{\text{э}}^{\text{ГТУ}}, \text{ МВт} \quad (19)$$

Абсолютный электрический КПД ПГУ определяется по формуле:

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} / Q_{\text{кв}} \quad (20)$$

2.2.2. Тепловой расчет котла утилизатора при температуре окружающей среды 0°C.

Исходные данные.

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Температура газов перед газовой турбиной	T _{кс_вых}	С	1340	1340	1340
Степень повышения давления в компрессоре	рк	МПа	20,1	20,1	20,1
Температура газов на выходе из ГТУ	Θ _{вых.гту}	С	630	630	630
КПД ГТУ	η _{гту}	%	40,36	40,36	40,36
Расход воздуха через компрессор	G _к	кг/с	740	740	740
Расход газов ГТУ	G _{газ}	кг/с	731	731	731
Мощность ГТУ	N _{гту}	кВт	306000	306000	306000
Давление контура ВД	p _{вд}	МПа	14	14	14
Давление контура НД	p _{нд}	МПа	2	1,3	0,6
Давление в деаэраторе	p _{деар}	МПа	0,6	0,6	0,6
Давление воды в конденсаторе	p _{воды}	кПа	5	5	5
Температура воды на входе в ГПК	t _{гпк}	С	60	60	60
		К	333	333	333
Температура пара на выходе из ПП высокого давления	t _{пп}	С	565	565	565
		К	838	838	838
Давление в деаэраторе	p _{деар}	МПа	0,6	0,6	0,6
Давление в конденсаторе	p _{конд}	кПа	5	5	5
Атмосферное давление	p _{атм}	Па	100000	100000	100000
Температура окружающего воздуха	t _{н.в.}	С	0	0	0

Расчет котла – утилизатора.

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Энтальпия газов покидающих ГТУ	I _{гту}	кДж/кг	726,4467	726,4467	726,4467
Энтальпия водяного пара на выходе из КУ	h _{пар ку}		3500,346	3500,346	3500,346

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Температура воды на линии насыщения при давлении водяного пара на выходе из экономайзера ВД	$t_{\text{воды эк.вд}}$	С	336,819	336,819	336,819
		К	609,819	609,819	609,819
Энтальпия воды на линии насыщения	$h_{\text{нас}}$	кДж/кг	1570,878	1570,878	1570,878
			50,000	50,000	50,000
Температура газов перед ЭК ВД	$t_{\text{газ эк.вд}}$	К	659,819	659,819	659,819
		С	386,819	386,819	386,819
Энтальпия газов перед экономайзером	$h_{\text{газ эк}}$	кДж/кг	432,585968	432,5859679	432,585968
Производительность котла (пар ВД)		кг/с	111,332	111,332	111,332
		т/ч	400,797	400,797	400,797
Температура насыщения при давлении в контуре НД	$t_{\text{нас. Нд}}$	К	485,535	464,763	431,982
		С	212,535	191,763	158,982
Энтальпия воды при температуре насыщения в контуре НД	$h_{\text{нас. нд}}$	кДж/кг	908,622	814,764	670,501
Энтальпия газов после экономайзера	$I_{\text{эк}}$	кДж/кг	295,457	295,457	295,457
Температура газов после экономайзера ВД	$\theta_{\text{эк.вд}}$	С	263,801	263,801	263,801
		К	536,801	536,801	536,801
Температурный напор в пинч-точке 2 (ГПК)	$\theta_{\text{пинч-т2}}$		20,000	20,000	20,000
Температура газов на входе в ГПК	$\theta_{\text{вх.ГПК}}$	К	505,535	484,763	451,982
		С	232,535	211,763	178,982
Энтальпия газов на входе в ГПК	$I_{\text{вх. ГПК}}$	кДж/кг	254,917	231,516	194,839
Температурный напор в пинч-точке 1 (НД)	$\theta_{\text{пинч-т1 нд}}$		30,000	30,000	30,000
Температура пара на выходе из контура НД	$t_{\text{нд}}$		233,801	233,801	233,801
Энтальпия пара на выходе из контура НД	$h_{\text{вых.нд}}$		2860,180	2893,619	2923,127
Температура воды в деаэраторе	$t_{\text{деар}}$	К	431,982	431,982	431,982
		С	158,982	158,982	158,982
Энтальпия воды в деаэраторе	$h_{\text{деар}}$	кДж/кг	670,501	670,501	670,501
Расход пара в контуре НД	$G_{\text{пар. Нд}}$	кг/с	13,534	21,025	32,652
		т/ч	48,723	75,689	117,546
Температура воды за ГПК	$t_{\text{вых.гпк}}$	С	110,000	110,000	110,000
Энтальпия воды за ГПК	$h_{\text{вых.гпк}}$	кДж/кг	460,728	460,728	460,728
Расход пара на деаэратор	$G_{\text{пар. Деар}}$	кг/с	10,916	11,412	12,266

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Расход пара на деаэрактор	$G_{\text{пар. Деар}}$	т/ч	39,299	41,084	44,158
Температура конденсата при давлении в конденсаторе	$t_{\text{конд}}$	К	306,025	306,025	306,025
		С	33,025	33,025	33,025
Энтальпия конденсата при давлении в конденсаторе	$h_{\text{конд}}$	кДж/кг	137,765	137,765	137,765
Энтальпия питательной воды	$h_{\text{пит.воды}}$	кДж/кг	250,594	250,594	250,594
Расход воды на рециркуляцию	$G_{\text{рецир}}$	кг/с	61,184	64,940	70,724
		т/ч	220,263	233,784	254,608
Энтальпия уходящих газов	$I_{\text{ух}}$	кДж/кг	204,572	178,082	136,645
Температура уходящих газов	$\Theta_{\text{ух}}$	С	177,889	154,854	118,822

Расчет показателей котла – утилизатора.

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Энтальпия газов при температуре окр. Среды	$I_{\text{н.в.}}$	кДж/кг	0	0	0
КПД КУ	$\eta_{\text{ку}}$	%	71,839	75,486	81,190
Тепло однанное газами в циклу КУ	$Q_{\text{ку}}$	кВт	381490,167	400854,770	431145,038
		МВт	381,490	400,855	431,145
Тепло полученное паром	$Q_{\text{пар}}$	кВт	381490,167	400854,770	431145,038
		МВт	381,490	400,855	431,145
Разница величин	ΔQ	%	0,000	0,000	0,000
Тепловая мощность КУ	$N_{\text{ку}}$	МВт	381490,167	400854,770	431145,038
Тепло подводимое в ГПК	$Q_{\text{гпк}}$	кВт	36801,628	39060,741	42540,014
Теплота парообразования при давлении контура НД	$Q_{\text{нд}}$	кДж/кг	1889,762	1971,730	2085,638
Тепло подводимое в испарителе низкого давления	$Q_{\text{исп.нд}}$	кВт	25576,125	41455,306	68099,281
Энтальпия насыщенного пара при давлении в контуре НД	$h_{\text{нд}}$	кДж/кг	2798,384	2786,493	2756,139
Пароперегреватель НД		кВт	836,351	2252,299	5452,416
Экономайзер ВД		кВт	100241,132	100241,132	100241,132
Теплота парообразования при давлении контура ВД	$Q_{\text{вд}}$	кДж/кг	1067,215	1067,215	1067,215
Испаритель высокого давления		кВт	118815,568	118815,568	118815,568
Энтальпия насыщенного пара при давлении контура ВД	$h_{\text{вд}}$	кДж/кг	2638,093	2638,093	2638,093
Теплота подводимая в ПП	$Q_{\text{пп}}$	кВт	95996,627	95996,627	95996,627

Показатели относительных величин.

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Q _{гпк}			0,096	0,097	0,099
Qиспаритель НД			0,067	0,103	0,158
Q _{пп} НД			0,002	0,006	0,013
Qэк ВД			0,263	0,250	0,232
Qиспаритель ВД			0,311	0,296	0,276
Q _{пп} ВД			0,252	0,239	0,223
			0,992	0,992	1,000

Расчет паровой турбины.

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Удельный объем пара на входе в турбину	$v_{вх}$	м ³ /кг	0,02539298	0,025392977	0,02539298
Удельный объем пара на входе в ЧНД	$v_{чнд}$	м ³ /кг	0,10653666	0,170037172	0,38042482
Средний удельный объем	Δv	м ³ /кг	0,05201233	0,065709589	0,0982859
Расширение пара в паровой турбине (Энтальпия пароводяной смеси в конце расширения)	h	кДж/кг	2937,538	2842,794	2692,634
Располагаемый теплоперепад группы ступеней ЧВД	$\Delta h_{чвд}$	кДж/кг	562,808	657,552	807,712
Внутренний относительный КПД	η_{oi}		0,879	0,891	0,907
Использованный теплоперепад		кДж/кг	494,927	585,725	732,254
Энтальпия пара на выходе из ЧВД	$h_{вых.чвд}$	кДж/кг	3005,419	2914,621	2768,092
Энтальпия пара перед ЧНД	$h_{вх.чнд}$	кДж/кг	3002,083	2912,952	2792,086
Температура пара перед ЧНД	$t_{вх.чнд}$	С	290,653	242,010	174,068
Энтропия водяного пара	$S_{пар}$	кДж/кг*К	6,730	6,752	6,841
Расширение пара в паровой турбине (Энтальпия пароводяной смеси в конце расширения)	h	кДж/кг	2051,417	2058,429	2085,528
Располагаемый теплоперепад группы ступеней ЧНД	$\Delta h_{чнд}$	кДж/кг	950,666	854,523	706,558
Удельный объем пара на входе в ЧНД	$v_{вх.чнд}$		22,261	22,343	22,658

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Расход пара	$G_{\text{пар}}$	кг/с	113,950	120,945	131,718
Объемный расход пара	$V_{\text{пар}}$	м ³ /с	2536,680	2702,263	2984,483
Потери с выходной скоростью	q	кДж/кг	16,000	16,000	16,000
Влажность в конце процесса расширения			0,210	0,207	0,196
Коэффициент учитывающий влияние влажности			0,989	0,987	0,985
Внутренний относительный КПД ЧНД	$\eta_{oi, \text{чнд}}$		0,897	0,886	0,868
Использованный теплоперепад ЧНД	$\Delta h_{\text{чнд}}$	кДж/кг	852,624	757,226	613,550
Энтальпия пара в конце процесса расширения	$h_{\text{вых}}$	кДж/кг	2149,459	2155,726	2178,536
Внутренняя мощность турбины	$N_{\text{вн}}$	МВт	152257,833	156792,720	162339,114
Располагаемая мощность турбины	N	МВт	170987,146	176556,940	182990,816
Относительный мощностной КПД турбины	η_{oi}		0,890	0,888	0,887

Расчет показателей парогазовой установки.

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Абсолютный внутренний КПД ПТУ	$\eta_{\text{вн.ПТУ}}$	%	0,399	0,391	0,377
Абсолютный электрический КПД ПСУ	$\eta_{\text{э.ПСУ}}$	%	27,818	28,646	29,659
Электрическая мощность ПГУ	$N_{\text{э.ПГУ}}$	МВт	453720,550	458120,297	463501,409
Тепло подведенное в камеры сгорания ГТУ	$Q_{\text{вх.гту}}$	МВт	758176,412	758176,412	758176,412
Абсолютный электрический КПД ПГУ	$\eta_{\text{э.ПГУ}}$	%	0,598	0,604	0,611

2.2.3 Расчет котла – утилизатора при температуре окружающей среды 15°C.

Исходные данные.

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Температура газов перед газовой турбиной	$T_{к\text{с_вых}}$	С	1340	1340	1340
Степень повышения давления в компрессоре	p_k		20,1	20,1	20,1
Температура газов на выходе из ГТУ	$\Theta_{\text{вых.гту}}$	С	635	635	635
КПД ГТУ	$\eta_{\text{гту}}$	%	39,08	39,08	39,08
Расход воздуха через компрессор	G_k	кг/с	740	740	740
Расход газов ГТУ	$G_{\text{газ}}$	кг/с	731	731	731
Мощность ГТУ	$N_{\text{гту}}$	кВт	285200	285200	285200
Давление контура ВД	$p_{\text{вд}}$	МПа	14	14	14
Давление контура НД	$p_{\text{нд}}$	МПа	2	1,3	0,6
Давление в деаэраторе	$p_{\text{деар}}$	МПа	0,6	0,6	0,6
Давление воды в конденсаторе	$p_{\text{воды}}$	кПа	5	5	5
Температура воды на входе в ГПК	$t_{\text{гпк}}$	С	60	60	60
		К	333	333	333
Температура пара на выходе из ПП высокого давления	$t_{\text{пп}}$	С	565	565	565
		К	838	838	838
Давление в деаэраторе	$p_{\text{деар}}$	МПа	0,6	0,6	0,6
Давление в конденсаторе	$p_{\text{конд}}$	кПа	5	5	5
Атмосферное давление	$p_{\text{атм}}$	Па	100000	100000	100000
Температура окружающего воздуха	$t_{\text{н.в.}}$	С	15	15	15

Расчет котла – утилизатора.

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Энтальпия газов покидающих ГТУ	$I_{\text{гту}}$	кДж/кг	732,666175	732,666175	732,666175
Энтальпия водяного пара на выходе из КУ	$h_{\text{пар ку}}$		3500,346	3500,346	3500,346
Температура воды на линии насыщения при давлении водяного пара на выходе из экономайзера ВД	$t_{\text{воды эк.вд}}$	С	336,819	336,819	336,819
		К	609,819	609,819	609,819
Энтальпия воды на линии насыщения	$h_{\text{нас}}$	кДж/кг	1570,878	1570,878	1570,878

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
			50,000	50,000	50,000
Температура газов перед ЭК ВД	$t_{\text{газ эк.вд}}$	К	659,819	659,819	659,819
		С	386,819	386,819	386,819
Энтальпия газов перед экономайзером	$h_{\text{газ эк}}$	кДж/кг	432,585968	432,585968	432,585968
Производительность котла (пар ВД)	$D_{\text{вд}}$	кг/с	113,689	113,689	113,689
		т/ч	409,279	409,279	409,279
Температура насыщения при давлении в контуре НД	$t_{\text{нас.нд}}$	К	485,535	464,763	431,982
		С	212,535	191,763	158,982
Энтальпия воды при температуре насыщения в контуре НД	$h_{\text{нас.нд}}$	кДж/кг	908,622	814,764	670,501
Энтальпия газов после экономайзера	$I_{\text{эк}}$	кДж/кг	292,555	292,555	292,555
Температура газов после экономайзера	$\theta_{\text{эк.вд}}$	С	261,210	261,210	261,210
		К	534,210	534,210	534,210
Температурный напор в пинч-точке 2 (ГПК)	$\delta t_{\text{гпк}}$	С	20,000	20,000	20,000
Температура газов на входе в ГПК	$\theta_{\text{вх.гпк}}$	К	505,535	484,763	451,982
		С	232,535	211,763	178,982
Энтальпия газов на входе в ГПК	$I_{\text{вх.гпк}}$	кДж/кг	254,917	231,516	194,839
Температурный напор в пинч-точке 1 (НД)	$\delta t_{\text{нд}}$	С	30,000	30,000	30,000
Температура пара на выходе из контура НД	$t_{\text{нд}}$	С	231,210	231,210	231,210
Энтальпия пара на выходе из контура НД	$h_{\text{вых.нд}}$	кДж/кг	2853,093	2887,447	2917,624
Температура воды в деаэраторе	$t_{\text{деар}}$	К	431,982	431,982	431,982
		С	158,982	158,982	158,982
Энтальпия воды в деаэраторе	$h_{\text{деар}}$	кДж/кг	670,501	670,501	670,501
Расход пара в контуре НД	$G_{\text{пар.нд}}$	кг/с	12,606	20,126	31,787
		т/ч	45,381	72,455	114,435
Температура воды за ГПК	$t_{\text{вых.гпк}}$	С	110,000	110,000	110,000
Энтальпия воды за ГПК	$h_{\text{вых.гпк}}$	кДж/кг	460,728	460,728	460,728
Расход пара на деаэратор	$G_{\text{пар.деар}}$	кг/с	11,074	11,567	12,421
		т/ч	39,867	41,643	44,715
Температура конденсата при давлении в конденсаторе	$t_{\text{конд}}$	К	306,025	306,025	306,025
		С	33,025	33,025	33,025

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Энтальпия конденсата при давлении в конденсаторе	$h_{\text{конд}}$	кДж/кг	137,765	137,765	137,765
Энтальпия питательной воды	$h_{\text{пит.воды}}$	кДж/кг	250,594	250,594	250,594
Расход воды на рециркуляцию	$G_{\text{рецир}}$	кг/с	61,866	65,640	71,442
		т/ч	222,719	236,302	257,193
Энтальпия уходящих газов	$I_{\text{ух}}$	кДж/кг	204,011	177,506	136,054
Температура уходящих газов	$\Theta_{\text{ух}}$	С	177,401	154,353	118,308

Расчет показателей котла – утилизатора

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Энтальпия газов при температуре окр. Среды	$I_{\text{н.в.}}$		0	0	0
КПД КУ	$\eta_{\text{ку}}$	%	72,155	75,773	81,430
Тепло однанное газами в циклу КУ	$Q_{\text{ку}}$	кВт	386446,975	405821,969	436123,365
		МВт	386,447	405,822	436,123
Тепло полученное паром	$Q_{\text{пар}}$	кВт	386446,975	405821,969	436123,365
		МВт	386,447	405,822	436,123
Разница величин	ΔQ	%	0,000	0,000	0,000
Тепловая мощность КУ	$N_{\text{ку}}$	МВт	386446,975	405821,969	436123,365
Тепло подводимое в ГПК	$Q_{\text{гпк}}$	кВт	37212,000	39481,504	42971,905
Теплота парообразования при давлении контура НД	$Q_{\text{нд}}$	кДж/кг	1889,762	1971,730	2085,638
Тепло подводимое в испарителе низкого давления	$Q_{\text{исп.нд}}$	кВт	23822,240	39683,813	66296,950
Энтальпия насыщенного пара при давлении в контуре НД	$h_{\text{нд}}$	кДж/кг	2798,384	2786,493	2756,139
Пароперегреватель НД	$Q_{\text{пп.нд}}$	кВт	689,662	2031,831	5133,173
Экономайзер ВД	$Q_{\text{эк.вд}}$	кВт	102362,706	102362,706	102362,706
Теплота парообразования при давлении контура ВД	$q_{\text{вд}}$	кДж/кг	1067,215	1067,215	1067,215
Испаритель высокого давления	$Q_{\text{вд}}$	кВт	121330,265	121330,265	121330,265
Энтальпия насыщенного пара при давлении контура ВД	$h_{\text{вд}}$	кДж/кг	2638,093	2638,093	2638,093
Теплота подводимая в ПП	$Q_{\text{пп}}$	кВт	98028,367	98028,367	98028,367

Показатели относительных величин.

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Qгпк			0,096	0,097	0,099
Qиспаритель НД			0,062	0,098	0,152
Qпп НД			0,002	0,005	0,012
Qэк ВД			0,265	0,252	0,235
Qиспаритель ВД			0,314	0,299	0,278
Qпп ВД			0,254	0,242	0,225
			0,992	0,993	1,000

Расчет паровой турбины.

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Удельный объем пара на входе в турбину	$v_{вх}$	м ³ /кг	0,02539298	0,02539298	0,02539298
Удельный объем пара на входе в ЧНД	$v_{чнд}$	м ³ /кг	0,10572712	0,16893588	0,37827507
Средний удельный объем	Δv	м ³ /кг	0,05181435	0,06549645	0,09800781
Расширение пара в паровой турбине (Энтальпия пароводяной смеси в конце расширения)	h	кДж/кг	2937,538	2842,794	2692,634
Располагаемый теплоперепад группы ступеней ЧВД	$H_0^{чвд}$	кДж/кг	562,808	657,552	807,712
Внутренний относительный КПД	η_{oi}		0,880	0,891	0,907
Использованный теплоперепад	$H_i^{чвд}$	кДж/кг	495,255	586,040	732,521
Энтальпия пара на выходе из ЧВД	$h_{вых.чвд}$	кДж/кг	3005,091	2914,306	2767,825
Энтальпия пара перед ЧНД	$h_{вх.чнд}$	кДж/кг	3003,071	2912,426	2789,629
Температура пара перед ЧНД	$t_{вх.чнд}$	С	291,074	241,785	173,007
Энтропия водяного пара	$S_{пар}$	кДж/кг*К	6,731	6,751	6,835
Расширение пара в паровой турбине (Энтальпия пароводяной смеси в конце расширения)	h	кДж/кг	2051,953	2058,116	2083,844
Располагаемый теплоперепад группы ступеней ЧНД	$H_0^{чнд}$	кДж/кг	951,118	854,309	705,785

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Удельный объем пара на входе в ЧНД	$v_{\text{вх.чнд}}$		22,268	22,339	22,639
Расход пара	$G_{\text{пар}}$	кг/с	115,221	122,248	133,055
Объемный расход пара	$V_{\text{пар}}$	м3/с	2565,685	2730,927	3012,177
Потери с выходной скоростью	q	кДж/кг	16,000	16,000	16,000
Влажность в конце процесса расширения	γ_z		0,210	0,207	0,197
Коэффициент учитывающий влияние влажности	$k_{\text{вл}}$		0,989	0,987	0,985
Внутренний относительный КПД ЧНД	$\eta_{\text{oi.чнд}}$		0,897	0,886	0,868
Использованный теплоперепад ЧНД	$H_1^{\text{чнд}}$	кДж/кг	853,076	757,016	612,809
Энтальпия пара в конце процесса расширения	$h_{\text{вых}}$	кДж/кг	2149,994	2155,410	2176,819
Внутренняя мощность турбины	$N_{\text{вн}}$	МВт	154596,765	159169,511	164816,743
Располагаемая мощность турбины	N	МВт	173573,295	179193,548	185736,025
Относительный мощностной КПД турбины	η_{oi}		0,891	0,888	0,887

Расчет показателей парогазовой установки.

Наименование	обозначение	Ед.изм.	Значения		
Абсолютный внутренний КПД ПГУ	$\eta_i^{\text{ПГУ}}$	%	0,400	0,392	0,378
Абсолютный электрический КПД ПСУ	$\eta_{\text{э}}^{\text{ПСУ}}$	%	28,005	28,834	29,857
Электрическая мощность ПГУ	$N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}}$	МВт	435189,781	439626,260	445105,204
Тепло подведенное в камеры сгорания ГТУ	$Q_{\text{кв}}$	МВт	729785,056	729785,056	729785,056
Абсолютный электрический КПД ПГУ	$\eta_{\text{э}}^{\text{ПГУ}}$	%	0,596	0,602	0,610

3 глава. Расчет тепловой схемы трехконтурной парогазовой установки с промежуточным перегревом пара на программном обеспечении Microsoft Excel.

Расчеты по трехконтурным ПГУ выполнен аналогично тепловым расчетам двухконтурного ПГУ за исключением определения расходов пара

по контурам, которая определялись методом последовательных приближений.

3.7. Исходные данные.

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Температура газов перед газовой турбиной	$T_{кс\ вых}$	С	1340	1340	1340
Степень повышения давления в компрессоре	ρ_k	МПа	20,1	20,1	20,1
Температура газов на выходе из ГТУ	$\Theta_{\text{вых.гту}}$	С	630	630	630
КПД ГТУ	$\eta_{\text{гту}}$	%	40,36	40,36	40,36
Расход воздуха через компрессор	G_k	кг/с	740	740	740
Расход газов ГТУ	$G_{\text{газ}}$	кг/с	731	731	731
Мощность ГТУ	$N_{\text{гту}}$	кВт	306000	306000	306000
Давление контура ВД	$p_{\text{вд}}$	МПа	14	14	14
Давление контура СД	$p_{\text{сд}}$	МПа	3	3	3
Давление контура НД	$p_{\text{нд}}$	МПа	0,5	0,4	0,3
Давление в деаэраторе	$p_{\text{деар}}$	МПа	0,5	0,4	0,3
Давление воды в конденсаторе	$p_{\text{воды}}$	кПа	5	5	5
Температура воды на входе в ГПК	$t_{\text{гпк}}$	С	60	60	60
		К	333	333	333
Температура пара на выходе из ПП высокого давления	$t_{\text{пп.вд.}}$	С	565	565	565
		К	838	838	838
Температура пара на выходе из ПП среднего давления	$t_{\text{пп.нд.}}$	С	565	565	565
		К	838	838	838
Давление в деаэраторе	$p_{\text{деар}}$	МПа	0,5	0,4	0,3
Давление в конденсаторе	$p_{\text{конд}}$	кПа	5	5	5
Атмосферное давление	$p_{\text{атм}}$	Па	100000	100000	100000
Температура окружающего воздуха	$t_{\text{н.в.}}$	С	0	0	0

3.8. Расчет котла – утилизатора.

Наименование	обозначение	Ед.изм.	Значения
--------------	-------------	---------	----------

Энтальпия газов покидающих ГТУ	I гту	кДж/кг	726,4467	726,4467	726,4467
Энтальпия водяного пара на выходе из КУ	h пар ку	кДж/кг	3500,346	3500,346	3500,346
Температура воды на линии насыщения при давлении водяного пара на выходе из экономайзера ВД	t воды эк.вд	С	336,819	336,819	336,819
		К	609,819	609,819	609,819
Энтальпия водяного пара на выходе из КУ	h пар вых.ку	кДж/кг	3603,131	3603,131	3603,131
Энтальпия воды на линии насыщения	h нас	кДж/кг	1570,878	1570,878	1570,878
Недогрев в контрольной точке на выходе из экономайзера ВД	t недогрев.вд	С	80,000	80,000	80,000
Температура газов перед ЭК ВД	Θ вх.ЭК вд	К	689,819	689,819	689,819
		С	416,819	416,819	416,819
Энтальпия газов перед экономайзером ВД	I вх.ЭК вд	кДж/кг	467,923578	467,923578	467,923578
Производительность котла (пар ВД)	D вд	кг/с	73,000	73,000	73,000
		т/ч	262,800	262,800	262,800
Производительность котла (пар СД)	D сд	кг/с	30,000	30,000	30,000
		т/ч	108,000	108,000	108,000
Теплвой баланс контура НД по газу		кДж/с	191552,927	191552,927	191552,927
Теплвой баланс контура НД по воде		кДж/с	191307,110	191307,110	191307,110
Невязка теплового баланса		%	0,128	0,128	0,128
Энтальпия газов после экономайзера ВД	I вых.ЭК.вд.	кДж/кг	362,357	358,816	354,495
Температура газов после экономайзера ВД	Θ вых.ЭК.вд	С	329,416	326,196	322,268
		К	507,008	507,008	507,008
Температура насыщения при давлении в контуре СД	t нас. Сд	С	234,008	234,008	234,008
		К	507,008	507,008	507,008
Энтальпия воды при температуре насыщения в контуре СД	h воды.нас.сд	кДж/кг	1008,371	1008,371	1008,371
Энтальпия пара при температуре насыщения в контуре СД	h пар.нас.сд	кДж/кг	2803,265	2803,265	2803,265
Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Энтальпия перегретого пара контура СД	h п.п.сд	кДж/кг	3110,880	3110,880	3110,880

Температура перегретого пара контура СД	$t_{\text{пп.сд}}$	С	347,951	347,951	347,951
Энтальпия газов на входе экономайзера СД	$I_{\text{вх.эк сд}}$	кДж/кг	288,695	285,154	280,833
Температура газов на входе экономайзера СД	$\Theta_{\text{вх.эк сд}}$	С	264,858	261,609	257,645
Недогрев в контрольной точке на выходе из экономайзера СД	$t_{\text{недогрев.сд}}$	С	30,850	27,601	23,637
Энтальпия газов за экономайзером СД	$I_{\text{вых.эк сд}}$	кДж/кг	261,444	257,345	252,498
Температура газов за экономайзером СД	$\Theta_{\text{вых.эк сд}}$	С	238,761	235,018	230,592
Температура насыщения при давлении в контуре НД	$t_{\text{нас.нд}}$	К	424,986	416,763	406,675
		С	151,986	143,763	133,675
Температурный напор в пинч-точке 2 (ГПК)	$\delta t^{\text{ГПК}}$	С	20,000	20,000	20,000
Энтальпия воды при температуре насыщения в контуре НД	$h_{\text{воды.нас.нд}}$	кДж/кг	640,185	604,723	561,455
Энтальпия пара при температуре насыщения в контуре НД	$h_{\text{пар.нас.нд}}$	кДж/кг	2748,108	2738,057	2724,892
Температура газов на входе в ГПК	$\Theta_{\text{вх.гпк}}$	К	444,986	436,763	426,675
		С	171,986	163,763	153,675
Энтальпия газов на входе в ГПК	$I_{\text{вх.гпк}}$	кДж/кг	187,051	177,915	166,734
Температура пара на выходе из контура НД	$t_{\text{пар.вых.нд}}$	С	313,467	287,037	254,520
Энтальпия пара на выходе из контура НД	$h_{\text{пар.вых.нд}}$	кДж/кг	3092,110	3040,220	2976,810
Температура воды в деаэраторе	$t_{\text{деар}}$	К	424,986	416,763	406,675
		С	151,986	143,763	133,675
Энтальпия воды в деаэраторе	$h_{\text{деар}}$	кДж/кг	640,185	604,723	561,455
Расход пара в контуре НД	$G_{\text{пар.нд}}$	кг/с	25,800	27,200	29,000
		т/ч	92,880	97,920	104,400
Тепловой баланс контура НД по газу		кДж/с	54380,979	58063,732	62693,304
Тепловой баланс контура НД по воде		кДж/с	54384,395	58026,662	62739,651
Невязка теплового баланса		%	-0,006	0,064	-0,074
Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Температура воды за ГПК	$t_{\text{вых.гпк}}$	С	110,000	110,000	110,000

Энтальпия воды за ГПК	$h_{\text{вых.гпк}}$	кДж/кг	460,728	460,728	460,728
Расход пара на деаэрактор	$G_{\text{пар.деар}}$	кг/с	8,784	7,268	5,284
		т/ч	31,622	26,165	19,024
Температура конденсата при давлении в конденсаторе	$t_{\text{конд}}$	К	306,025	306,025	306,025
		С	33,025	33,025	33,025
Энтальпия конденсата при давлении в конденсаторе	$h_{\text{конд}}$	кДж/кг	137,765	137,765	137,765
Энтальпия питательной воды	$h_{\text{пит.воды}}$	кДж/кг	250,594	250,594	250,594
Расход воды на рециркуляцию	$G_{\text{рецир}}$	кг/с	64,441	66,007	68,038
		т/ч	231,988	237,625	244,939
Энтальпия уходящих газов	$I_{\text{ух}}$	кДж/кг	134,027	123,602	110,750
Температура уходящих газов	$\Theta_{\text{ух}}$	С	122,960	113,396	101,605

3.9. Расчет показателей котла – утилизатора.

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Энтальпия газов при температуре окр. Среды	$I_{\text{н.в.}}$	кДж/кг	0	0	0
КПД КУ	$\eta_{\text{ку}}$	%	81,550	82,985	84,755
Тепло однанное газами в цикле КУ	$Q_{\text{ку}}$	кВт	433058,848	440679,441	450074,449
		МВт	433,059	440,679	450,074
Тепло полученное паром	$Q_{\text{пар}}$	кВт	399700,510	407280,616	416759,041
		МВт	399,701	407,281	416,759
Разница величин	ΔQ	%	8,346	8,200	7,994
Тепловая мощность КУ	$N_{\text{ку}}$	МВт	399700,510	407280,616	416759,041
Тепло подводимое в ГПК	$Q_{\text{гпк}}$	кВт	38760,747	39702,455	40924,473
Теплота парообразования при давлении контура НД	$q_{\text{нд}}$	кДж/кг	2107,922	2133,333	2163,436
Тепло подводимое в испарителе низкого давления	$Q_{\text{исп.нд}}$	кВт	54384,395	58026,662	62739,651
Энтальпия насыщенного пара при давлении в контуре НД	$h_{\text{нд}}$	кДж/кг	2748,108	2738,057	2724,892
Пароперегреватель НД	$Q_{\text{пп.нд}}$	кВт	8875,270	8218,831	7305,637
Экономайзер СД	$Q_{\text{эк.сд}}$	кВт	11045,581	12109,437	13407,479
Теплота парообразования при давлении контура СД	$Q_{\text{сд}}$	кДж/кг	1794,893	1794,893	1794,893
Испаритель среднего давления	$Q_{\text{исп.сд}}$	кВт	53846,801	53846,801	53846,801
Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Энтальпия насыщенного пара при давлении контура	$h_{\text{сд}}$	кДж/кг	2803,265	2803,265	2803,265

СД					
Теплота подводимая в ПП СД	$Q_{пп.сд}$	кВт	23995,981	23995,981	23995,981
Экономайзер ВД	$Q_{эк.вд}$	кВт	67940,599	70529,315	73687,884
Теплота парообразования при давлении контура ВД	$q_{вд}$	кДж/кг	1067,215	1067,215	1067,215
Испаритель высокого давления	$Q_{исп.вд}$	кВт	77906,693	77906,693	77906,693
Энтальпия насыщенного пара при давлении контура ВД	$h_{вд}$	кДж/кг	2638,093	2638,093	2638,093
Теплота подводимая в ПП	$Q_{пп.вд}$	кВт	62944,443	62944,443	62944,443

3.4. Показатели относительных величин.

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Qгпк			0,097	0,097	0,098
Qиспаритель НД			0,136	0,142	0,151
Qпп НД			0,022	0,020	0,018
Qэк СД			0,028	0,030	0,032
Qиспаритель СД			0,135	0,132	0,129
Qпп СД			0,060	0,059	0,058
Qэк ВД			0,170	0,173	0,177
Qиспаритель ВД			0,195	0,191	0,187
Qпп ВД			0,157	0,155	0,151
			1,000	1,000	1,000

3.5. Расчет паровой турбины.

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Удельный объем пара на входе в турбину	$v_{вх}$	м ³ /кг	0,02539298	0,02539298	0,02539298
Удельный объем пара на выходе из турбины ВД (давление СД)	$v_{вд}$	м ³ /кг	0,08435701	0,08435701	0,08435701
Удельный объем пара на входе в ЧНД	$v_{чнд}$	м ³ /кг	0,5353112	0,63930648	0,80337981
Средний удельный объем ВД	$\Delta v_{вд}$	м ³ /кг	0,04628256	0,04628256	0,04628256
Средний удельный объем	Δv	м ³ /кг	0,11658964	0,1274123	0,14282929
Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		

Расширение пара в паровой турбине (Энтальпия пароводяной смеси в конце расширения)	h	кДж/кг	3035,592	3035,592	3035,592
Располагаемый теплоперепад группы ступеней ЧВД	$\Delta h_{\text{чвд}}$	кДж/кг	464,754	464,754	464,754
Внутренний относительный КПД	η_{oi}		0,838	0,838	0,838
Использованный теплоперепад	$H_i^{\text{чвд}}$	кДж/кг	389,466	389,466	389,466
Энтальпия пара на выходе из ЧВД	$h_{\text{вых.чвд}}$	кДж/кг	3110,880	3110,880	3110,880
Температура пара на выходе из ЧВД	$t_{\text{вых.чвд}}$	С	347,951	347,951	347,951
		К	620,951	620,951	620,951
Удельный объем пара на входе в турбину СД	$v_{\text{вх.сд}}$	м ³ /кг	0,07596554	0,07596554	0,07596554
Удельный объем пара на выходе из турбины ВД (давление СД)	$v_{\text{вых.вд}}$	м ³ /кг	0,51092965	0,60648372	0,75606931
Средний удельный объем ВД	$\Delta v_{\text{вд}}$	м ³ /кг	0,19701027	0,21464358	0,23965645
Расширение пара в паровой турбине (Энтальпия пароводяной смеси в конце расширения)	h	кДж/кг	3039,411	2983,852	2916,353
Располагаемый теплоперепад группы ступеней ЧСД	$\Delta h_{\text{чсд}}$	кДж/кг	563,720	619,279	686,778
Внутренний относительный КПД	η_{oi}		0,907	0,909	0,912
Использованный теплоперепад	$H_i^{\text{чсд}}$	кДж/кг	511,020	562,911	626,321
Энтальпия пара на выходе из ЧСД	$h_{\text{пар.вых.чсд}}$	кДж/кг	3092,110	3040,220	2976,810
Температура пара на выходе из ЧСД	$t_{\text{пар.вых.чсд}}$	С	313,467	287,037	254,520
		К	586,467	560,037	527,520
Энтальпия пара перед ЧНД	$h_{\text{пар.вх.чнд}}$	кДж/кг	3092,110	3040,220	2976,810
Температура пара перед ЧНД	$t_{\text{пар.вх.чнд}}$	С	313,467	287,037	254,520
Энтропия водяного пара	$S_{\text{пар}}$	кДж/кг*К	7,509	7,520	7,535
Расширение пара в паровой турбине (Энтальпия пароводяной смеси в конце расширения)	h	кДж/кг	2289,930	2293,398	2297,915
Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		

Располагаемый теплоперепад группы ступеней ЧНД	$H_o^{нд}$	кДж/кг	802,180	746,822	678,895
Удельный объем пара на выходе ЧНД	$V_{пар.вых.чнд}$	м ³ /кг	25,036	25,076	25,129
Расход пара	$G_{пар}$	кг/с	120,016	122,932	126,716
Объемный расход пара	$V_{пар}$	м ³ /с	3004,702	3082,661	3184,201
Потери с выходной скоростью	q	кДж/кг	16,000	17,000	18,000
Влажность в конце процесса расширения	γ_z		0,112	0,110	0,108
Коэффициент учитывающий влияние влажности	$k_{вл}$		0,987	0,986	0,984
Внутренний относительный КПД ЧНД	$\eta_{oi.чнд}$		0,880	0,873	0,865
Использованный теплоперепад ЧНД	$H_i^{чнд}$	кДж/кг	705,965	652,269	587,112
Энтальпия пара в конце процесса расширения	$h_{вых}$	кДж/кг	2386,145	2387,950	2389,698
Внутренняя мощность турбины	$N_{вн}$	МВт	165793,202	166595,504	167338,230
Располагаемая мощность турбины	N_0	МВт	188264,654	189520,892	190691,777
Относительный мощностной КПД турбины	η_{oi}		0,881	0,879	0,878

3.6. Расчет показателей парогазовой установки.

Наименование	обозначение	Ед.изм.	значения		
Абсолютный внутренний КПД ПГУ	$\eta_i^{пгу}$	%	0,415	0,409	0,402
Абсолютный электрический КПД ПСУ	$\eta_{э}^{псу}$	%	32,819	32,933	33,017
Электрическая мощность ПГУ	$N_{э}^{пгу}$	МВт	466852,565	467630,958	468351,551
Тепло подведенное в камеры сгорания ГТУ	$Q_{кс}$	МВт	758176,412	758176,412	758176,412
Абсолютный электрический КПД ПГУ	$\eta_{э}^{пгу}$	%	0,616	0,617	0,618

Заключение

Парогазовая установка с котлом-утилизатором - наиболее перспективная и широко распространённая в энергетике парогазовая установка, отличающаяся простотой и высокой эффективностью производства электрической энергии. Утилизационные ПГУ - единственные в мире энергетические установки, которые при работе в конденсационном режиме могут отпускать потребителям электроэнергию с КПД 55-60 %.

Современные энергетические газовые турбины работают с температурой газов 1100...1200 °С, их КПД достигает 36-39 %. Температура уходящих газов большинства ГТУ составляет 570-590 °С, что не позволяет использовать в составе ПГУ стандартные высокоэкономичные паровые турбины. Паровые турбины, работающие в составе ПГУ как правило выполняются на параметры пара до 10 МПа и до температуры перегретого пара 510-520 °С. Экономичность таких ПТУ не превышает 30-33 %.

Температура выхлопных газов ГТУ нового поколения достигла 640 °С, и это создает предпосылки для использования более экономичного паросилового цикла. Это позволяет использовать паровые турбины с температурой перегретого пара 540-560 °С, в том числе с промперегревом, как докритического, так и сверхкритического давления.

Для оценки возможности реализации трехконтурных ПГУ и расчета эффективности в работе:

- выполнен обзор и анализ литературных данных и обоснование целесообразности решения поставленной задачи;
- разработана методология расчета тепловых схем трехконтурных ПТУ с промежуточным перегревом пара и ее конкретная реализация для ГТУ мощностью 300 МВт;
- проведено сравнение с двухконтурной ПГУ при одинаковой мощности и параметрах газовой турбины, при неизменной схеме паросиловой части;

Расчет утилизационной трехконтурной ПТУ с промперегревом зависит от многочисленных факторов: структуры и расположения поверхностей нагрева в котле утилизаторе (КУ), начальных, промежуточных и конечных параметров паросилового цикла, температурных напоров в «пинч-точках» и параметров выхода пара из контуров КУ, способов деаэрации и организации подогрева конденсата перед его поступлением в КУ, организации питания контуров конденсатом и питательной водой соответствующего давления и от многих других факторов. Для сравнительного анализа была выбрана схема ПТУ без регенерации с деаэратором повышенного давления и газовым водонагревателем.

Переход от двухконтурной схемы на трехконтурную с промперегревом как показали расчеты существенно повышает экономичность ПГУ, КПД установки возрастает. КПД двухконтурной ПГУ составил 59,8 %, КПД трехконтурной ПГУ - 61,6 %.

В работе все сравнительные расчеты выполнены в электронных таблицах MS Excel.

Список литературы

1. Основы современной энергетики. Учебное электронное издание под общей редакцией чл.-корр. РАН Е. В. Аметистова.-М.: Издательство МЭИ, 2004.
2. Теплофикационная парогазовая установка Северо-Западной ТЭЦ . А.Ф. Дьяков, П.А. Березинец, М.К. Васильев и др. Электрические станции. 1996. № 7. С. 11—15.
3. Некоторые особенности режимов эксплуатации головного энергоблока ПГУ-450Т. Р.И. Костюк, И.Н. Писковацков, А.В. Чугин и др. Теплоэнергетика. 2002. № 9. С. 6—11.
4. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара.-М.: Энергия, 1980.-424 с.
5. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. –М.: Энергия, 1973.
6. Тепловые и атомные электрические станции. Справочник под ред. В.А Григорьева и В.М. Зорина.-М: Энергия, 1982.-625с.
7. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции: Учебник для вузов. Под ред. В.Я. Гиршфельда-3-е изд. перераб. и доп. -М.: Энергоатомиздат, 1987.-328 с.
8. Тепломеханический справочник. Изд. 2-е, перераб. Под ред. В. Н. Юренева и П. Д. Лебедева. Т.1,2. М., “Энергия”, 1975.
9. Трухний А.Д., Ломакин Б.В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки: Учебное пособие для вузов.- М.: Издательство МЭИ, 2002.-540 с.
10. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача: Учебник для вузов. -4-е изд., перераб. И доп.-М.:Энергоиздат, 1981.-416с.
11. Манушин Э.А. Газотурбинные двигатели колесных и гусеничных машин М., 1984. - 132 с. (Итоги науки и техники / ВИНТИ Серия Турбостроение; т.3)
12. Канило П.М., Христич В. А. Энергетические и экологические характеристики ГТД при использовании углеводородных топлив и водорода. - Киев: Наукова думка, 1987. - 256 с.
13. Христич В.А., Тумановский А.Г. Газотурбинные двигатели и защита окружающей среды. - Киев: Техника, 1983.- 144 с.
14. Сигал И.Я., Защита воздушного бассейна при сжигании топлив- Л.: Недра, 1988,- 312 с.
15. А.Д. Трухний, Н.С. Паршина, Т.С. Лукьянова, Расчет тепловых схем трухконтурных утилизационных парогазовых установок: учеб. Пособие – М.: Издательский дом МЭИ, 2010. – 48с.

16. Лукьянова Т.С., Трухний А.Д. Исследование влияния параметров паротурбинного цикла на экономичность трехконтурных ПГУ с промежуточным перегревом пара. – Теплоэнергетика. 2011, №3 с. 67-73.

17. Лукьянова Т.С., Трухний А.Д. Расчет трехконтурной парогазовой установки с промежуточным перегревом пара и вакуумным деаэратором // Труды XVIII международной научно-технической конференции «Инновационные средства и технологии». Том 3. – М.: МЭИ, 19 - 21 октября 2010 г., с. 174-182.

18. Труды XVIII международной научно-технической конференции «Инновационные средства и технологии». Том 3. – М.: МЭИ, 19 - 21 октября 2010 г., с. 174-182.