электронный журнал
МОЛОДЕЖНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Издатель ФГБОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". Эл No. ФС77-51038.

УДК 621.438

Проектирование высокоэффективной стационарной газотурбинной установки для работы на парогазовых электростанциях

Уваров М.А., *студент*
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки»

Научный руководитель: Тумашев Р.З, к.т.н., доцент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки»
turbosh@power.bmstu.com

Введение

На современных электростанциях широко распространены парогазовые установки (ПГУ), которые отличаются высокой эффективностью производства электрической энергии. ПГУ – это энергетические установки, в которых теплота уходящих газов газотурбинной установки (ГТУ) используется для выработки электроэнергии в паротурбинной установке (ПТУ). Это позволяет устранить главный недостаток ГТУ – большие потери энергии с уходящими газами вследствие их высокой температуры. Такие установки позволяют достичь значений электрического КПД порядка 60 % и более.

ГТУ могут работать по простому циклу (рабочее тело сжимается в компрессоре, поступает в камеру сгорания и расширяется в турбине) или по усложнённому циклу (вводятся промежуточные охладители между компрессорами и дополнительные камеры сгорания между турбинами).

Большинство современных ГТУ, работающих в составе ПГУ, функционируют на основе простого цикла. Они уже достигли своего предела по температуре газа, поступающего в турбину, повышение которой останавливает отсутствие материалов, способных выдерживать такие температуры. Как следствие, коэффициент полезного действия может быть повышен лишь путём уменьшения расходов воздуха на охлаждение и утечек. Но значительного выигрыша в КПД при существующих способах охлаждения деталей горячего тракта такими мерами получить не удаётся.

Усложнённый цикл с использованием промежуточных холодильников и камер сгорания позволяет значительно повысить КПД ГТУ при использовании существующих материалов горячего тракта при такой же максимальной температуре газа перед турбиной.

Даже при более низких температурах возможно получить прирост КПД на несколько процентов.

Таким образом, следующим шагом в развитии парогазовых электростанций станет переход к ГТУ с промежуточными охладителями и камерами сгорания для получения более высокой экономичности. В данной работе была рассмотрена и оптимизирована установка такого типа.

Выбор схемы ГТУ и оптимизация параметров ПГУ

Так как ГТУ проектировалась для работы в составе ПГУ, то одним из условий была высокая температура уходящих газов. Другим условием при проектировании являлась наибольшая допустимая температура газов перед турбинами ГТУ, которая была принята равной 1623 К.

Поскольку добавление новых агрегатов в установку связано с повышенными затратами на их производство и обслуживание, то в начале был рассмотрен вариант, отличающийся от простого цикла только наличием промежуточной камеры сгорания между ТВД и ТНД (рис. 1). Цикл, по которому работает данная установка приведён на рис. 2.

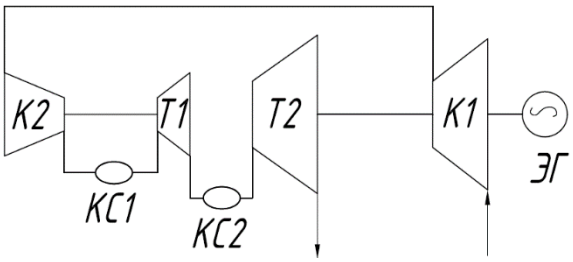

Рис. 1. Схема ГТУ с промежуточной камерой сгорания:
К1 – компрессор низкого давления; К2 – компрессор высокого давления; Т1 – турбина высокого давления; Т2 – турбина низкого давления; КС1 – основная камера сгорания; КС2 – промежуточная камера сгорания

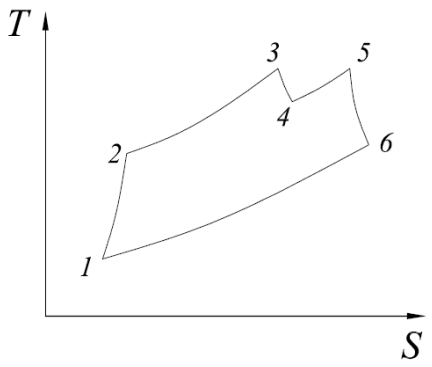

Рис. 2. Цикл ГТУ с промежуточной камерой сгорания:
процесс 1-2 – сжатие в компрессорах низкого и высокого давлений; процесс 2-3 – горение в основной камере сгорания; процесс 3-4 – расширение в турбине высокого давления; процесс 4-5 – горение в промежуточной камере сгорания; процесс 5-6 – расширение в турбине низкого давления

Расчёт такой установки показал, что наибольшая эффективность, как по КПД, так и по удельной мощности, будет достигнута при сжатии воздуха только в компрессоре низкого давления (КНД), не деля установку на блоки низкого и высокого давлений.

Полученный результат объясняется следующим. При сжатии большей части воздуха в КНД, уменьшается влияние блока высокого давления. Вследствие этого, для получения заданной температуры уходящих газов приходится повышать температуру за промежуточной камерой сгорания, что обусловливает более высокую удельную работу турбины низкого давления (ТНД), так же, как и КНД. Но удельная работа турбины растёт быстрее, чем работа компрессора, и мы получаем более высокую удельную мощность ГТУ.

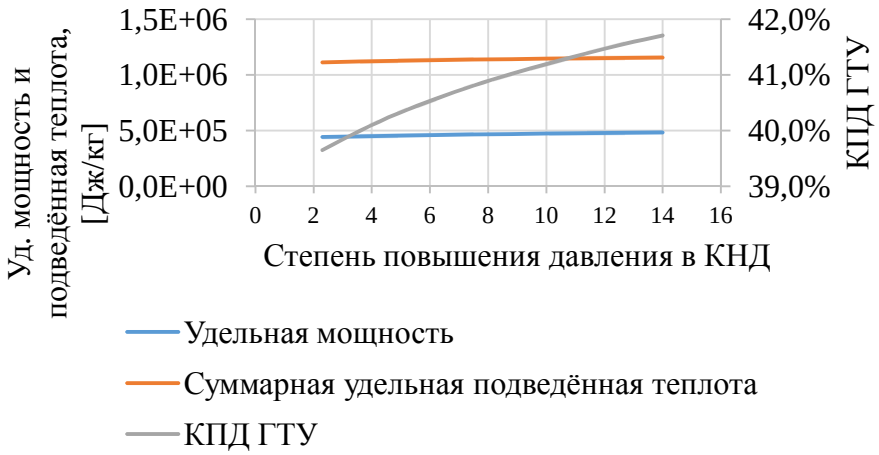

Рис. 3. Удельная мощность, суммарная удельная подведённая теплота и КПД ГТУ в зависимости от степени повышения давления в КНД

Однако рост удельной мощности больше роста теплоты, которую необходимо подвести в обеих камерах сгорания. И, как следствие, мы получаем более высокий КПД установки.

Таким образом, найти оптимальное распределение степеней повышения давления между компрессорами низкого и высокого давлений не представлялось возможным без наложения дополнительных ограничивающих условий.

В связи с этим рассмотрен вариант с применением промежуточной камеры сгорания между ТВД и ТНД и промежуточного холодильника между КНД и КВД (рис. 4). Цикл, по которому работает данная установка, приведён на рис. 5.

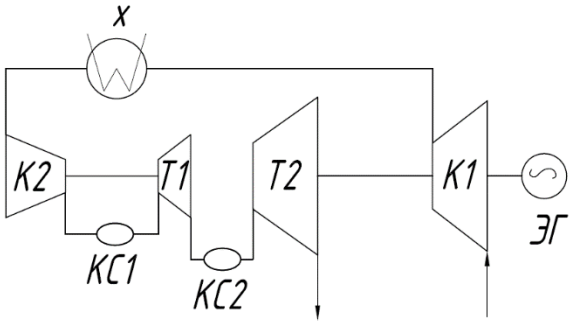

Рис. 4. Схема ГТУ с промежуточными холодильником и камерой сгорания:
К1 – компрессор низкого давления; К2 – компрессор высокого давления; Х – холодильник; Т1 – турбина высокого давления; Т2 – турбина низкого давления; КС1 – основная камера сгорания; КС2 – промежуточная камера сгорания

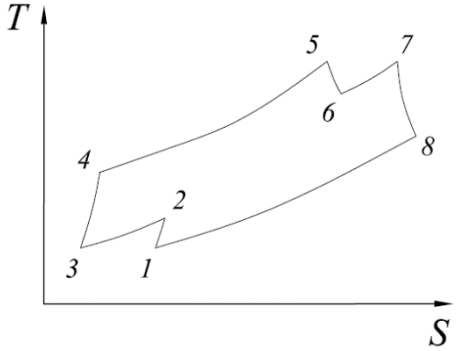

Рис. 5. Цикл ГТУ с промежуточной камерой сгорания:
процесс 1-2 – сжатие в компрессоре низкого давления; процесс 2-3 – охлаждение рабочего тела в холодильнике; процесс 3-4 – сжатие в компрессоре высокого давления; процесс 4-5 – горение в основной камере сгорания; процесс 5-6 – расширение в турбине высокого давления; процесс 6-7 – горение в промежуточной камере сгорания; процесс 7-8 – расширение в турбине низкого давления

В табл. 1 представлены оптимальные распределения степеней повышения давления воздуха в компрессорах для принятых суммарных степеней повышения давления.

Таблица 1

Оптимальное распределение степеней повышения давления в компрессорах

Суммарная степень повышения давления	Соотношение между степенями повышения давления в КНД и КВД соответственно	КПД ГТУ
35	1 : 2,30	42,73 %
40	1 : 2,36	43,58 %
45	1 : 2,41	44,28 %
50	1 : 2,46	44,87 %
55	1 : 2,50	45,37 %

Было принято решение использовать эту схему для дальнейшего рассмотрения.

Выполнены расчётные исследования по определению температуры уходящих газов, при которой достигается максимальный КПД парогазовой установки. Повышение температуры уходящих газов позволяет уменьшить размеры теплообменных поверхностей котла-утилизатора и увеличить КПД паротурбинной установки. В то же время это понижает КПД газотурбинной установки.

Получено, что повышение температуры уходящих газов слабо влияет на КПД ГТУ при заданной суммарной степени повышения давления из-за наличия промежуточной камеры сгорания. Температура в ней также возрастает для обеспечения заданной мощности установки при заданной степени повышения давления (табл. 2).

Таблица 2

Зависимость КПД ПГУ от температуры уходящих газов в ГТУ

Температура уходящих газов в ГТУ	Электрический КПД ГТУ	Электрический КПД ПГУ
570 ^{o}C	43,65 %	59,20 %
580 ^{o}C	43,63 %	59,42 %
590 ^{o}C	43,63 %	59,63 %

600 ^{o}C	43,62 %	59,84 %
670 ^{o}C	43,59 %	61,19 %
700 ^{o}C	43,59 %	61,78 %

Увеличивается расход топлива, теплота, подведённая в обеих камерах сгорания, но, так как возрастает температура перед силовой турбиной, повышается и удельная мощность установки. В целом, их рост примерно пропорционален, но, однако КПД незначительно уменьшается.

Таким образом, наибольшая эффективность ПГУ будет достигнута при наибольшей температуре уходящих газов. Температура на выходе из ГТУ однозначно определяет температура за промежуточной камерой сгорания. Чем выше последняя, тем больше температура уходящих газов. Ограничением для температуры перед ТНД является температура, которую способен выдержать материал деталей горячего тракта. Следовательно, наиболее оптимальным вариантом для данной схемы является вариант с одинаковыми температурами за обеими камерами сгорания, равными 1623 К.

Параметры спроектированной ПГУ

Результатом проведённых расчётных исследований является выбор схемы с промежуточным холодильником и промежуточной камерой сгорания (рис. 4), как наиболее эффективной для ГТУ, работающей в составе ПГУ, при вышеупомянутых условиях проектирования. В последующих расчётах были скорректированы значения расхода рабочего тела, уточнены параметры узлов ГТУ, проведён поступенчатый расчёт компрессоров и турбин, оптимизирован расход воздуха, требуемый для охлаждения деталей горячего тракта ГТУ. Параметры спроектированной ГТУ приведены в табл. 3.

Таблица 3

Параметры спроектированной ГТУ

N_гту	230	МВт	мощность ГТУ
T_г1	1623	К	температура газа перед ТВД
T_г2	1623	К	температура газа перед ТНД
πк	50	-	суммарная степень повышения давления
πк1	4,5	-	степень повышения давления в КНД
πк2	11,1	-	степень повышения давления в КНД
T_к1	460	К	температура воздуха за КНД
T_к2	633	К	температура воздуха за КВД

T_т1	1335	К	температура газа за ТВД
T_т2	914	К	температура газа за ТНД
ηгту	44,4	%	электрический КПД ГТУ
Ce	0,149	кг/кВт·ч	экономичность ГТУ
G_гту	326	кг/с	расход воздуха в ГТУ

Затем была подобрана и рассчитана паротурбинная установка для работы в комбинированном парогазовом цикле. Параметры ПТУ приведены в табл. 4.

Таблица 4

Параметры выбранной ПТУ

G_газ	330	кг/с	расход газа, поступающего в КУ
T_газ	914	К	температура газа, поступающего в КУ
p0_вд	7,6	МПа	давление водяного пара перед цилиндром ВД
p0_нд	0,6	МПа	давление пара перед цилиндром НД
pк	3166	Па	давление в конденсаторе
pд	0,55	МПа	давление в деаэраторе
T0_вд	545	^{o}C	температура водяного пара перед цилиндром ВД
T0_нд	193	^{o}C	температура пара перед цилиндром НД
D0_вд	63	кг/с	расход пара ВД, генерируемого одним КУ
D0_нд	5	кг/с	расход пара НД, генерируемого одним КУ
Dд	3	кг/с	расход пара на деаэратор
Dр	26	кг/с	расход рециркуляции
Dгпк	93	кг/с	расход конденсата через ГПК
N_пту	165	МВт	мощность ПТУ
ηпту	36,7	%	электрический КПД ПТУ

Далее были определены параметры парогазового цикла, приведённые в табл. 5.

Таблица 5

Параметры ПГУ

N_пгу	625	МВт	мощность ПГУ
ηпгу	60,3	%	электрический КПД ПГУ

Заключение

Расчётные исследования показали, что ГТУ с промежуточным холодильником и промежуточной камерой сгорания позволяет значительно повысить КПД при использовании существующих материалов и способов охлаждения деталей горячего тракта. Суммарные параметры ПГУ показывают высокую эффективность работы комбинированной установки с ГТУ усложнённой схемы.

При повышении температуры рабочего тела ГТУ до относительно невысокой температуры для современных установок, составляющей 1623 К, и при степени повышения давления, равной 50, становится возможным преодолеть рубеж по КПД в 60 %.

Более высокая температура рабочего тела в ГТУ и ПТУ, работающая при сверхкритических параметрах, позволят ещё больше повысить КПД комбинированной установки.

Список литературы

1. Елисеев Ю.С., Манушин Э.А., Михальцев В.Е. и др. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок: учебник для вузов М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 640 с.
2. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учебное пособие для вузов / под ред. С.В. Цанева. М.: Издательский дом МЭИ, 2009. 584 с.
3. Бекнев В.С., Михальцев В.Е., Шабаров А.Б., Янсон Р.А. Турбомашины и МГД-генераторы газотурбинных и комбинированных установок: учеб. пособие для студентов втузов, обучающихся по специальности «Турбостроение». М.: Машиностроение, 1983. 392 с.
4. Цанев С.В., Буров В.Д., Земцов А.С., Осыка А.С. Газотурбинные энергетические установки: учебное пособие для вузов / под ред. С.В. Цанева. М.: Издательский дом МЭИ, 2011. 428 с.
5. Трухний А.Д., Романюк А.А. Расчёт тепловых схем утилизационных парогазовых установок: учебное пособие. М.: Издательский дом МЭИ, 2006. 40 с.
6. Осипов М.И., Тумашев Р.З., Олесевич К.А. Перспективные направления повышения эффективности ГТУ // Газотурбинные технологии. 2011. №3 (94). С. 2-7.

7. Тумашев Р.З., Лаврентьев Ю.Л. Повышение эффективности компрессорных станций магистральных газопроводов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия Машиностроение. 2014. №1. С. 68-79.