

УДК 621.4

## Парогазовая установка с регенеративным подогревом питательной воды

А.Е. Зарянкин<sup>1</sup>, А.Н. Рогалев<sup>1</sup>, Е.Ю. Григорьев<sup>2</sup>, А.С. Мажер<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Национальный исследовательский университет МЭИ, г. Москва, Российская Федерация  
<sup>2</sup> ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», г. Иваново, Российская Федерация  
E-mail: zariankinAY@mpei.ru, rvs@tren.ispu.ru

### Авторское резюме

**Состояние вопроса:** Высокий электрический коэффициент производства электроэнергии, низкая удельная стоимость строительства, по сравнению с тепловыми и атомными электрическими станциями, рост стоимости органического топлива обуславливают все более широкое распространение парогазовых установок в энергетике. В связи с этим парогазовые установки являются наиболее перспективным видом тепловых электрических станций.

**Материалы и методы:** Результаты получены путем численного моделирования.

**Результаты:** Предложена принципиально новая тепловая схема парогазовых установок с применением регенеративного подогрева питательной воды в утилизационном паротурбинном цикле.

**Выводы:** В результате расчета показано, что применение регенеративного подогрева питательной воды в паротурбинном цикле позволяет увеличить КПД парогазовых установок на 5 %.

**Ключевые слова:** парогазовая установка, газотурбинная установка, котел-утилизатор, паротурбинная установка, регенеративный подогрев питательной воды, повышение КПД.

## Combined-cycle Plant with Regenerative Heating of Feed Water

A.E. Zaryankin<sup>1</sup>, A.N. Rogalev<sup>1</sup>, E. Yu Grigori'ev<sup>2</sup>, A.S. Mager<sup>1</sup>

<sup>1</sup> National Research University «MPEI», Moscow, Russian Federation  
<sup>2</sup> Ivanovo State Power Engineering University, Ivanovo, Russian Federation  
E-mail: zariankinAY@mpei.ru, rvs@tren.ispu.ru

### Abstract

**Background:** The article is devoted to the parameters which cause the wide usage of combined-cycle units in power engineering. They are high electrical coefficient of electric power production, low unit cost of construction in comparison with heat and nuclear electric power plants, and the increase in cost of organic fuel. According to this, the combined-cycle plants are more perspective in heat power plants.

**Materials and methods:** The results were obtained by numerical simulation.

**Results:** The authors suggest the new heat scheme of combined-cycle units with regenerative heating of feed water in heat-recovery steam-turbine cycle.

**Conclusions:** The calculation showed that the usage of regenerative heating of feed water in the steam turbine cycle allows to increase the coefficient of efficiency by 5%.

**Key words:** Combined-cycle unit, gas turbine, heat recovery boiler, steam turbine, regenerative heating of feed water, coefficient of efficiency.

**Введение.** В современной теплоэнергетике парогазовые установки (ПГУ) привлекают наибольшее внимание, так как они имеют наиболее высокий КПД и сравнительно короткий срок ввода в эксплуатацию при низком значении удельной стоимости электроэнергии.

Абсолютное значение КПД ПГУ определяется следующим соотношением:

$$\eta_{ПГУ} = \eta_{ГТУ} + (1 - \eta_{ГТУ})\eta_{ПТУ}\eta_{КУ}, \quad (1)$$

где  $\eta_{ПГУ}$  – КПД парогазовой установки;  $\eta_{ГТУ}$  – КПД газотурбинной установки (ГТУ);  $\eta_{ПТУ}$  – КПД паротурбинной установки (ПТУ);  $\eta_{КУ}$  – КПД котла-утилизатора (КУ).

Высокие значения КПД существующих ПГУ достигается в основном за счет повышения начальных температур газа перед газовыми турбинами до 1300–1500 °С с перспективой создания газовых турбин, работающих при начальных температурах газа, равных 1600 °С.

При столь высоких температурах КПД ГТУ составляет всего 39–41 %, а высокий КПД ПГУ (58–61 %) определяется глубиной утилизации теплоты газов, покидающих газовую турбину, в паротурбинном цикле с начальной температурой пара на уровне 540–560 °С.

**ПГУ с регенерацией теплоты в паротурбинном цикле.** Если ориентироваться на структуру формулы (1), то на долю утилиза-

онной части ПГУ (второе слагаемое в формуле (1)) приходится около 18–21 % от общего значения КПД.

В значительной степени это связано с низким значением КПД паротурбинных установок, которые в схеме ПГУ работают без регенеративного подогрева питательной воды. Соответственно, КПД ПТУ ( $\eta_{ПТУ}$ ) не превышает 33–35 %. При наличии регенеративного подогрева питательной воды указанный КПД ПТУ при начальной температуре пара, равной 540–560 °С, возрастает до 42–43 %.

Однако введение регенеративного подогрева питательной воды в ПГУ резко снижает КПД котла-утилизатора в связи с недопустимо большим ростом температуры уходящих газов, и, соответственно, суммарный эффект оказывается отрицательным [1]. Этот вывод абсолютно справедлив для парогазовых установок с одноконтурным котлом-утилизатором, но оказывается ошибочным при использовании двухконтурного котла, где с помощью второго контура можно полностью использовать избыточную теплоту газов, покидающих этот контур при введении регенеративного подогрева питательной воды.

Рассмотрим для простоты стандартную тепловую схему одновальную ПГУ фирмы GE с двухконтурным котлом-утилизатором (рис. 1).

Парогазовая установка, выполненная по указанной схеме, работает следующим образом.

Газ после газовой турбины 1 с достаточно высокой температурой, которая зависит от начальной температуры газа перед газовой турбиной и степени расширения его в проточ-

ной части газовой турбины, поступает в котел-утилизатор I.

Во входной части котла располагаются все поверхности нагрева высокого давления (контур высокого давления), а в выходной части расположены поверхности нагрева низкого давления (контур низкого давления).

После контура высокого давления перегретый пар поступает в цилиндр высокого давления (ЦВД) 5 паровой турбины и затем идет в цилиндр низкого давления (ЦНД) 6. В этот же цилиндр поступает и пар после контура низкого давления котла-утилизатора.

Оба указанных потока газа после совершения работы в ЦНД конденсируются в конденсаторе 7 и конденсатным насосом 8 подаются на вход питательного насоса низкого давления 9. В общем для двух рассматриваемых потоков в экономайзере низкого давления 10 питательная вода нагревается до температуры, на 10–15 °С отличающейся от температуры насыщения в барабане 11 контура низкого давления.

После экономайзера 10 одна (основная) часть питательной воды идет на вход в питательный насос высокого давления 12, а другая – поступает в барабан низкого давления 11, где происходит испарение воды с последующим перегревом пара в пароперегревателе низкого давления 13, после которого, как уже отмечалось, перегретый пар поступает в цилиндр низкого давления 6.

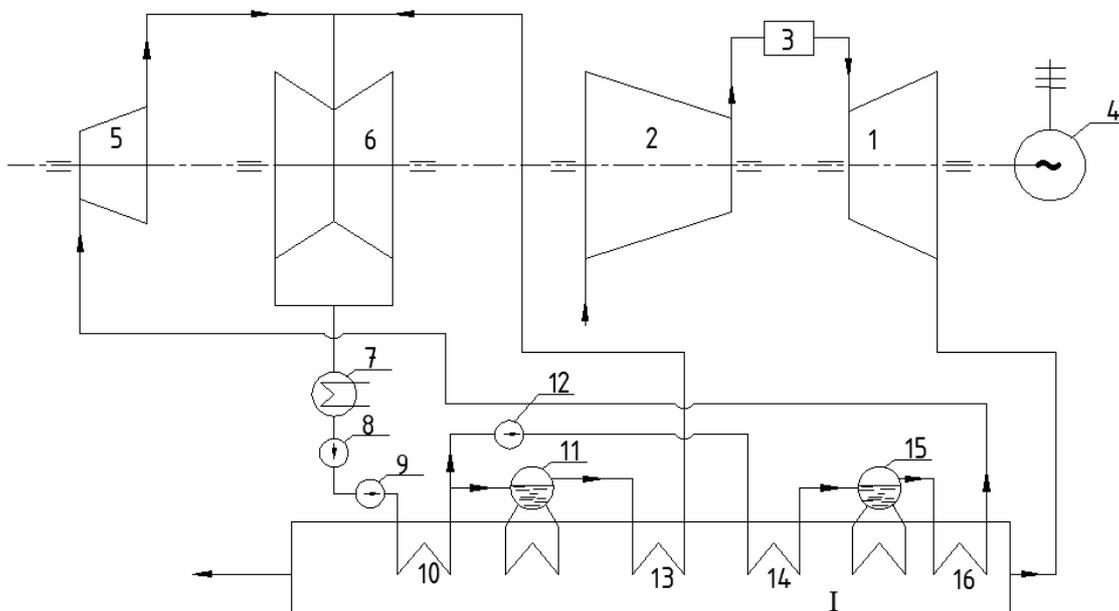


Рис. 1. Тепловая схема одновальной ПГУ фирмы GE: 1 – газовая турбина; 2 – воздушный компрессор; 3 – камера сгорания; 4 – электрический генератор; 5 – утилизационная паровая турбина (часть высокого давления); 6 – цилиндр низкого давления утилизационной паровой турбины; 7 – конденсатор; 8 – конденсационный насос; 9 – питательный насос низкого давления; 10 – экономайзер низкого давления; 11 – барабан низкого давления котла-утилизатора; 12 – питательный насос высокого давления; 13 – пароперегреватель низкого давления; 14 – экономайзер высокого давления; 15 – барабан высокого давления котла-утилизатора; 16 – пароперегреватель высокого давления; I – котел-утилизатор

В свою очередь в паровом контуре (контуре высокого давления) генерируется основная часть пара высокого давления, поступающего в цилиндр высокого давления.

Переход к двухконтурным и трехконтурным котлам-утилизаторам позволил снизить температуру уходящих газов до 80–100 °С и на несколько процентов увеличить КПД котла-утилизатора, повысив тем самым утилизационную часть КПД в формуле (1).

Дальнейшее повышение КПД ПГУ при фиксированных параметрах рабочего тела перед газовой турбиной может быть получено за счет повышения КПД ПТУ утилизационного паротурбинного цикла. Достичь этой цели можно за счет повышения внутреннего относительного КПД паровой турбины и за счет совершенствования тепловой схемы паротурбинной установки. Если в одноконтурных котлах-утилизаторах повышение КПД ПТУ может быть достигнуто только в результате снижения потерь энергии непосредственно в паровой турбине, то при использовании многоконтурных котлов-утилизаторов весьма существенное повышение экономичности ПТУ достигается за счет введения регенеративного подогрева питательной воды. В этом случае для анализа удобно рассматривать два самостоятельных цикла Ренкина. В первом из них на базе

пара, генерируемого в контуре высокого давления КУ, реализуется обычный регенеративный цикл, а во втором – безрегенеративный цикл реализуется на базе пара, который генерируется в контуре низкого давления. Соответствующая тепловая схема ПГУ с регенерацией представлена на рис. 2.

Как и в исходной схеме, приведенной на рис. 1, газы после газовой турбины подводятся к двухконтурному котлу-утилизатору II. Однако при введении регенеративного подогрева воды условия нагрева воды в контуре высокого давления существенно отличаются от работы контура низкого давления.

В данном случае после конденсатора 7 конденсационный насос 8 подает конденсат в две конденсатных линии. Большая часть конденсата направляется к регенеративным подогревателям низкого давления 17, далее – в деаэрацию 19 и подогреватели высокого давления 18, а другая часть конденсата подается на вход питательного насоса низкого давления 9, обеспечивающего работу контура низкого давления, где, как и в прототипе, питательная вода перед входом в барабан низкого давления 11 нагревается в экономайзере 13, а после барабана 11 насыщенный пар перегревается в пароперегревателе котла и поступает в цилиндр низкого давления 6 паровой турбины.

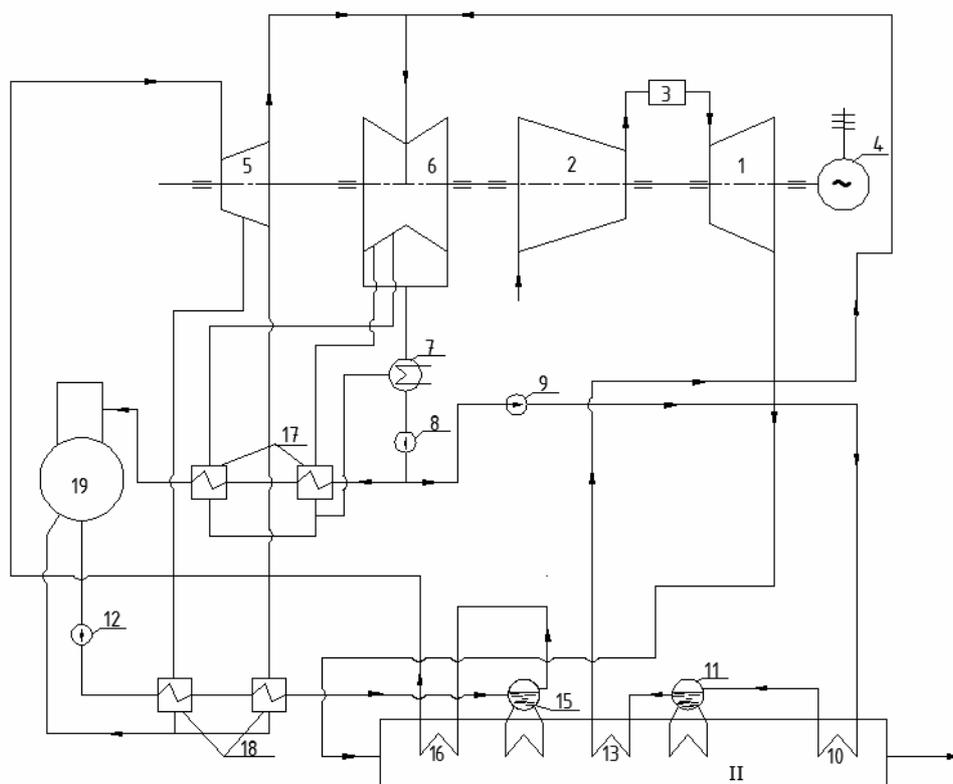


Рис. 2. Тепловая схема ПГУ с регенерацией теплоты в паротурбинной установке: 1–15 – то же, что и на рис. 1; 17 – подогреватели низкого давления; 18 – подогреватели высокого давления; 19 – деаэрация; II – котел-утилизатор

Начальное давление пара при входе пара в цилиндр низкого давления определяется исходя из возможности использования пара, вырабатываемого в контуре низкого давления котла-утилизатора, для добавочного перегрева пара, прошедшего через цилиндры высокого и среднего давления паровой турбины. То есть процесс расширения пара в цилиндре среднего давления должен заканчиваться при давлении, которому соответствует температура пара на 100–150 °С ниже начальной температуры пара после пароперегревателя низкого давления.

В этом случае при смешивании двух потоков пара во входном сечении цилиндра низкого давления температура пара оказывается на 50–70 °С выше температуры пара за цилиндром среднего давления. Такой добавочный перегрев пара позволяет сохранить влажность пара за последней ступенью турбины на допустимом уровне (не выше 8 %).

Как уже отмечалось, вторая конденсатная линия обеспечивает подвод конденсата к деаэратору 19, после которого питательным насосом высокого давления 12 вода прокачивается через регенеративный подогреватель высокого давления 18, где она нагревается до температуры, близкой к температуре насыщения (недогрев составляет обычно 10–15 °С), и поступает в барабан 11 контура высокого давления (первого контура котла-утилизатора II). После барабана 11 насыщенный пар перегревается до расчетного значения начальной температуры пара и подводится к части высокого давления 5 паровой турбины.

Таким образом, в предлагаемой схеме в утилизационной части ПГУ реализуется два самостоятельных цикла Ренкина. В первом (основном) контуре высокого давления реализуется регенеративный цикл Ренкина, позволяющий при начальной температуре пара  $t_0 = 540$  °С увеличить абсолютный КПД блока до 43 % [2], и простейший паротурбинный цикл без регенеративного подогрева питательной воды с абсолютным КПД на уровне 35 %. При этом мощность, развиваемая паром, который генерируется во втором контуре низкого давления, составляет 20 % от мощности, развиваемой паром контура высокого давления. Соответственно, если принять, что мощность  $N_1$ , развиваемая

паровой турбиной на базе контура высокого давления котла-утилизатора, равна  $N_1 = 80$  МВт, то общая мощность паровой турбины будет равна  $N = N_1 + N_2 = 80 + 20 = 100$  МВт.

Тогда КПД утилизационной паротурбинной установки можно найти по следующему очевидному уравнению:

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \frac{N_1 \eta_{\text{ПТУ}}^I + N_2 \eta_{\text{ПТУ}}^{II}}{N}$$

Используя приведенные выше значения КПД рассматриваемых паротурбинных циклов, КПД для принятых значений мощностей получаем

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \frac{80 \cdot 0,45 + 20 \cdot 0,35}{100} = 0,43.$$

В результате для ПГУ, выполненной на базе стационарной газовой турбины фирмы Siemens V942A, КПД которой  $\eta_{\text{ПГУ}} = 36,4$  % [2], при введении регенеративного подогрева воды получим следующее значение КПД ПГУ:

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \eta_{\text{ПГУ}} + (1 - \eta_{\text{ПГУ}}) \eta_{\text{ПТУ}} \eta_{\text{КУ}} = 0,364 + 0,636 \cdot 0,43 \cdot 0,9 = 0,61.$$

### Заключение

Заметим, что КПД стандартной ПГУ на базе указанной турбины равен 56%, тогда как при использовании предлагаемого решения КПД ПГУ на базе газовой турбины с относительно низкой начальной температурой газов ( $t_r = 1200$  °С) увеличивается на 5 % и превышает значения КПД (60 %) для ПГУ с газовыми турбинами, имеющими начальную температуру газа  $t_r = 1500$  °С.

### Список литературы

1. Трухний А.Д. Основы современной энергетики. Т. 1. – М.: Изд. дом МЭИ, 2008.
2. Паровые и газовые турбины для электростанций / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний. – М.: Изд. дом МЭИ, 2008.

### References

1. Trukhniy, A.D. *Osnovy sovremennoy energetiki* [Fundamentals of Modern Energy]. Moscow, Izdatel'skiy dom MEI, 2008, vol. 1.
2. Kostyuk, A.G., Frolov, V.V., Bulkin, A.E., Trukhniy, A.D. *Parovye i gazovye turbiny dlya elektrostantsiy* [Steam and Gas Turbines for Power Plants]. Moscow, Izdatel'skiy dom MEI, 2008.

*Зарянкин Аркадий Ефимович,*

Национальный исследовательский университет «МЭИ»,  
доктор технических наук, профессор кафедры паровых и газовых турбин,  
e-mail: zariankinay@mpei.ru

*Роголев Андрей Николаевич,*

Национальный исследовательский университет «МЭИ»,  
кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры паровых и газовых турбин,  
e-mail: zariankinay@mpei.ru

*Григорьев Евгений Юрьевич,*  
ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,  
старший преподаватель кафедры паровых и газовых турбин,  
e-mail: rvs@tren.ispu.ru

*Магер Александр Сергеевич,*  
Национальный исследовательский университет «МЭИ»,  
магистр кафедры паровых и газовых турбин,  
e-mail: zariankinay@mpei.ru