

УДК 81.2

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОГАЗОВЫХ
УСТАНОВОК С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ПЕРЕГРЕВОМ****Ростунцова Ирина Алексеевна**ассистент
Саратовский государственный технический
университет им. Ю.А. Гагарина, Саратов**Шевченко Наталья Юрьевна**кандидат технических наук
Камышинский технологический институт, Камышин**Просин Илья Игоревич**студент
Саратовский государственный технический
университет им. Ю.А. Гагарина, Саратов*author@apriori-journal.ru*

Аннотация. Повышение энергетической эффективности тепловых электрогенерирующих установок требует повышения начальных параметров рабочей среды. Многоступенчатый промежуточный перегрев пара на парогенераторной установке повышает коэффициент полезного действия и электрическую мощность паровой установки. Представлены схема и методика оценки эффективности многоступенчатого перегрева пара на парогенераторной установке КЭС двухконтурного типа.

Ключевые слова: газотурбинная установка; промежуточный перегрев пара; двухконтурная парогазовая установка.

RESEARCH EFFICIENCY COMBINED-CYCLE PLANTS WITH REHEAT

Rostovtseva Irina Alekseevna

assistant

Saratov state technical university named after Y.A. Gagarin, Saratov

Shevchenko Natalya Yurevna

candidate of technical sciences

Kamyshin institute of technology, Kamyshin

Prosin Ilya Igorevich

student

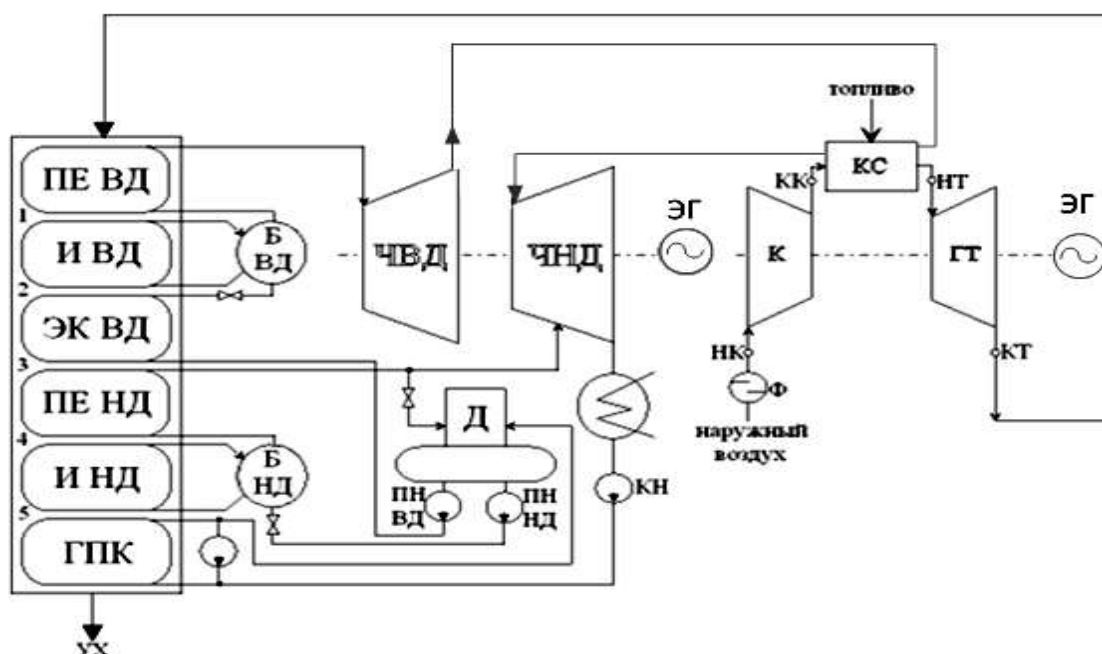
Saratov state technical university named after Y.A. Gagarin, Saratov

Abstract. Improving the energy efficiency of thermal power generating units requires an increase of the initial parameters of the working environment. Multistage intermediate superheating of steam at the steam installation increases efficiency and electric power steam plants. The paper presents the scheme and the methodology for evaluating the effectiveness of multi-stage reheat steam to the steam install condensing power plant double-circuit type.

Key words: gas turbine installation; intermediate superheating of steam; turbofan gas turbine unit.

Перспективным направлением развития современной энергетики России является внедрение парогазовых технологий. Это связано с необходимостью строительства и внедрения более совершенных энергетических блоков в плане тепловой экономичности по сравнению с паротурбинными установками. В двухконтурных парогазовых установках (ПГУ) коэффициент полезного действия (КПД) по выработке электриче-

ской энергии достигает 45-50 % [1; 2]. КПД трехконтурной ПГУ с промежуточным перегревом пара, в которой температура газов перед газовой турбиной находится на уровне 1450° С, достигает 60 % [4]. Дальнейшее совершенствование парогазовых установок сопряжено с применением промежуточного перегрева пара, тем самым увеличивая КПД паровой турбины в составе ПГУ за счет подвода к пару дополнительной теплоты. Поэтому разработка схемы многоступенчатого перегрева пара на парогазовых установках КЭС двухконтурного типа в плане повышения КПД цикла является актуальной задачей.



- ПЕВД, ПЕНД – пароперегреватель высокого и низкого давлений;
- ИВД, ИНД – испаритель высокого и низкого давлений;
- ЭКВД – экономайзер высокого давления; Г – электрогенератор;
- ГПК – газовый подогреватель конденсата;
- БВД, БНД – барабан высокого и низкого давлений;
- ПНВД, ПННД – питательный насос высокого и низкого давлений;
- ГТ – газовая турбина; КН – конденсатный насос;
- ЧВД, ЧНД – часть высокого и низкого давлений; Д – деаэратор;
- К – воздушный компрессор; Ф – воздушный фильтр;
- КС – камера сгорания топлива

Рис. 1. Принципиальная тепловая схема энергоблока ПГУ-170 с газовым перегревом пара

Для повышения надёжности и экономичности работы ПГУ станции предлагается с наружной стороны камеры сгорания ГТУ разместить кольцевой канал для промежуточного перегрева водяного пара. Промежуточный перегрев позволит повысить располагаемый тепловой перепад пара в части низкого давления паровой турбины за счёт подвода к нему дополнительной теплоты, что увеличивает мощность турбины. Основное отличие от стандартного принципа работы ПГУ заключается в том, что отработавший пар на выходе из цилиндра высокого давления с пониженными значениями температуры и давления поступает по паропроводу в расположенный с наружной стороны камеры сгорания газотурбинной установки кольцевой канал, где перегревается до заданной температуры. Затем по трубопроводу перегретый пар направляется в цилиндр низкого давления, куда также подается генерируемый в котле-утилизаторе пар низкого давления. Принципиальная тепловая схема энергоблока ПГУ-170 с газовым перегревом пара представлена на рис. 1.

Аналогом камеры сгорания используемой для промежуточного перегрева является камера с кольцевым каналом [6] рис. 2.

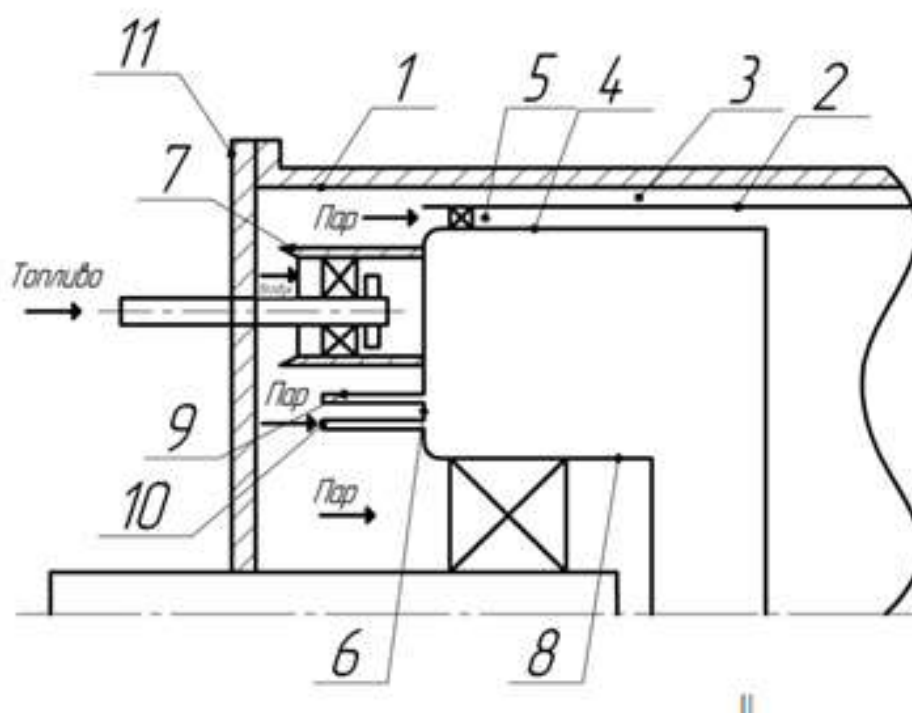


Рис. 2. Конструктивные особенности камеры сгорания ГТУ

Как видно из рисунка камера сгорания содержит цилиндрический корпус 1, соосную с ним жаровую трубу 2, образующих проточную полость для подвода воздуха 3, цилиндрический экран 4, расположенный соосно внутри жаровой трубы и образующий с ней кольцевой канал 5 для прохода пара, фронтное устройство 6, периферийные горелочные устройства 7, расположенные равномерно по окружности во фронтном устройстве, центральное горелочное 8, расположенную на оси жаровой трубы и задвинутую в жаровую трубу глубже, чем периферийные горелочные устройства, охлаждающие глушители 9, установленные на фронтном устройстве, выполненные в виде полых тел произвольного поперечного сечения, направленных открытым торцом к зоне горения, при этом противоположные торцы охлаждающих глушителей закрыты крышками 10, крышку камеры сгорания 11, закрывающую корпус камеры сгорания с торца.

Для оценки эффективности ПГУ с вводом газового промежуточного перегрева составлен материально тепловой баланс камеры сгорания (рис. 3).

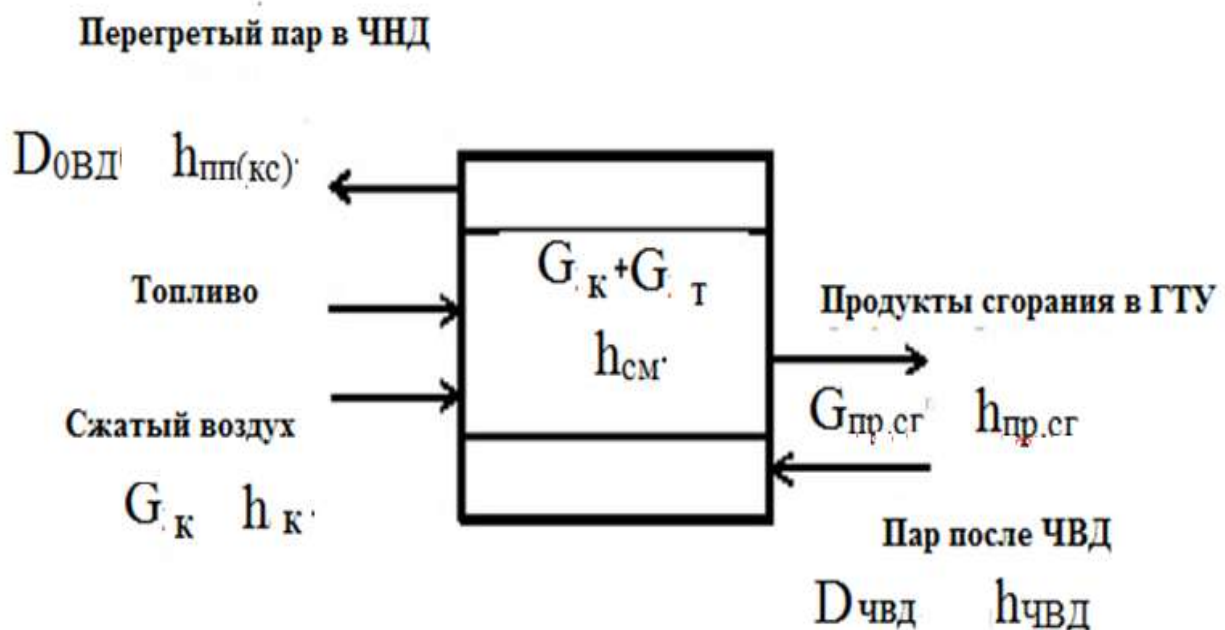


Рис. 3. Баланс камеры сгорания с введения газового промежуточного перегрева пара

$$D_{\text{ОВД}} \cdot (h_{\text{пп(кс)}} - h_{\text{ЦВД}}) = G_{\text{пр.сг}} \cdot (h_{\text{см}} - h_{\text{пр.сг}}), \quad (1)$$

где $D_{\text{ОВД}}$ – расход пара отбираемый из ЧВД, кг/с;

$h_{\text{пп(кс)}}$ – энтальпия перегретого пара, кДж/кг;

$h_{\text{ЦВД}}$ – энтальпия пара, отбираемого из ЧВД, кДж/кг;

$G_{\text{пр.сг}}$ – расход продуктов сгорания подаваемый в ГТ, кг/с;

$h_{\text{см}}$ – энтальпия топливно-воздушной смеси, кДж/кг;

$h_{\text{пр.сг}}$ – энтальпия продуктов сгорания, кДж/кг;

$h_{\text{см}} = f(t_{\text{см}}) = 34056,3$ кДж/кг (по таблице энтальпий продуктов сгорания).

Из баланса определяется энтальпия продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания:

$$h_{\text{пр.сг}} = (D_{\text{ОВД}} \cdot (h_{\text{пп(кс)}} - h_{\text{ЦВД}}) - G_{\text{пр.сг}} h_{\text{см}}) / G_{\text{пр.сг}} \quad (2)$$

Показатели эффективности парогазовой установки с газовым промежуточным перегревом (ГПП) приведены в табл. 1.

Таблица 1

Показатели эффективности парогазовой установки до и после введения газового перегревателя пара (ГПП)

Показатели	Размерность	без ГПП	с ГПП
КПД парогазовой установки, $\eta_{\text{ПГУ}}$	%	49,06	53,96
Электрическая мощность ПГУ, $N_{\text{ПГУ}}$	МВт	165,9	175,93
КПД паротурбиной установки, $\eta_{\text{ПТУ}}$	%	35,48	38,95
Электрическая мощность ПТУ, $N_{\text{ПТУ}}$	МВт	55,11	62,76
КПД газотурбиной установки, $\eta_{\text{ГТУ}}$	%	35,85	31,95
Электрическая мощность ГТУ, $N_{\text{ГТУ}}$	МВт	110,8	113,21
Потребляемая мощность компрессором, $N_{\text{к}}$	МВт	97,53	144,96
Расход продуктов сгорания, $G_{\text{ух.г}}$	кг/с	257,97	376,45
Температура продуктов сгорания на входе в ГТ, $t_{\text{нт}}$	°С	1210	1016
Температура продуктов сгорания на выходе из ГТ, t_4	°С	625,8	507,6
Работа расширения в ГТ, $L_{\text{ГТ}}$	кДж/кг	838,95	708,12
Работа сжатия в компрессоре $L_{\text{к}}$	кДж/кг	361,07	361,07
Работа газотурбинного цикла, $L_{\text{ГТУ}}$	кДж/кг	423,89	302,04
Расход воздуха в компрессор, $G_{\text{к}}$	кг/с	280,61	413
Расход воздуха на входе в камеру сгорания, $G_{\text{кс}}$	кг/с	251,15	369,63
Подводимое количество тепла в камере сгорания, $q_{\text{кс}}$	кДж/кг	1216,16	945,45



Рис. 4. Изменение КПД и электрической мощности ПГУ

Изменение КПД и электрической мощности ПГУ без промежуточного перегрева (вариант 1) и при внедрении многоступенчатого промежуточного перегрева (вариант 2) показано на рис. 4.

В результате введения газового перегрева пара температура на входе в газовую турбину снизится на 194^оС, что приведет к снижению КПД ГТУ, но при неизменном расходе газа будет наблюдаться увеличение мощности ГТУ, КПД ПТУ, мощности ПТУ. Это в свою очередь приведет к увеличению мощности и КПД парогазовой установки в целом.

Выводы: повышение энергетической эффективности тепловых электрогенерирующих установок требует повышения начальных параметров рабочей среды. Многоступенчатый промежуточный перегрев пара на парогенераторной установке повышает коэффициент полезного действия и электрическую мощность паровой установки.

Список использованных источников

1. Степанов И.Р. Парогазовые установки. Основы теории, применение и перспективы. Апатиты: изд. Кольского научного центра РАН, 2000.
2. Ольховский Г.Г. Энергетические газотурбинные установки. М.: Энергоатомиздат, 1985.
3. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. М.: Энергия, 1975.
4. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций / под ред. С.В. Цанева. М.: МЭИ, 2002.
5. Фаворский О.Н., Длугосельский В.И., Земцов А.С., Трушин С.Г. Первый отечественный одновальный парогазовый энергоблок ПГУ 170 // Теплоэнергетика. 2001. № 5. С. 2-7.
6. Патент № 2468297 (RU) / МПК F23R3/34. Система впрыска топлива в камеру сгорания газотурбинного двигателя, камера сгорания, оснащенная такой системой, и газотурбинный двигатель / Сандели Дени (FR), Дезольти Мишель (FR), Бодуэн Кристоф (FR) // Бюл. № 33. 27.11. 2012.