

УДК 621.311.238; 621.311.22

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СХЕМЫ ГАЗОПАРОВОЙ УСТАНОВКИ С ПОМОЩЬЮ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Галашов Николай Никитович¹,
gal@tpu.ru

Туболев Александр Анатольевич¹,
Tubolev@tpu.ru

Минор Александр Александрович¹,
aam29061994@gmail.com

Баннова Альбина Ильгизовна¹,
gabullina.albina@list.ru

¹ Национальный исследовательский Томский политехнический университет,
Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.

Актуальность темы обусловлена необходимостью проведения комплекса научных исследований по разработке и оптимизации тепловых схем и методик расчета газопаровых установок. Газопаровые установки – это перспективное направление повышения эффективности энергетических установок на базе газотурбинных двигателей с экологическим и энергетическим впрыском водяного пара в камеру сгорания.

Цель: совершенствование методики расчета газотурбинных установок с впрыском пара для исследования вопросов повышения эффективности выработки электрической и тепловой энергии с целью сокращения потребления природного газа, а также совершенствование тепловых схем и оптимизация параметров газопаровых установок.

Объекты: комбинированные газопаровые установки на базе газотурбинных установок с впрыском пара в камеру сгорания.

Методы: численные методы исследования путем математического моделирования систем и элементов газопаровых установок на основе материальных и энергетических балансов.

Результаты. Разработана математическая модель расчета энергетических характеристик газопаровой установки с учетом изменения входных параметров в широком диапазоне. Проведен анализ влияния температуры газов на выходе камеры сгорания и степени сжатия в компрессоре на основные энергетические характеристики газотурбинной установки без впрыска пара и с впрыском в камеру сгорания. Показано, что впрыск пара может до 9 % повысить коэффициент полезного действия газотурбинной установки, при этом расход впрыскиваемого пара существенно снижается при росте температуры газов на выходе камеры сгорания и степени сжатия в компрессоре. Также впрыск пара существенно снижает в камере сгорания коэффициент избытка воздуха и температуру уходящих из котла-утилизатора газов. При этом примерно в 1,5...2,0 раза увеличивается удельная мощность выработки электроэнергии по сравнению с газотурбинной установкой без впрыска. Установлено, что необходимость обеспечения температурных напоров в котле-утилизаторе существенно ограничивает диапазон режимов работы газопаровой установки по степени сжатия в компрессоре.

Ключевые слова:

Газотурбинная установка, газопаровая установка, энергетический впрыск пара, экологический впрыск пара, котел-утилизатор, продукты сгорания, уходящие газы.

Введение

Производство тепловой и электрической энергии представляет собой неотъемлемую часть топливно-энергетического комплекса (ТЭК) России, стабильность которого является основой благосостояния общества и социально-экономического развития страны. На сегодняшний день в энергетической отрасли России есть ряд внутренних проблем и внешних вызовов. В качестве отрицательных моментов, определяющих наличие трудностей в развитии энергетики страны, выделяются низкие темпы экономического роста, что влечет за собой снижение прироста спроса на топливо, энергию и, как следствие, спад объема инвестиций. Недостаток денежных вливаний в развитие отрасли вызывает зависимость от зарубежных материалов и оборудования.

В Энергетической стратегии России до 2035 года [1] определено, что основой энергетики останутся си-

стемы централизованного традиционного энерго-снабжения (ТЭС, ГЭС, АЭС) в совокупности с электростанциями, работающими на энергии ветра и солнца. Направление развития отрасли, заданное в Стратегии, определяет необходимость разработки и внедрения энергосберегающих и высокоэффективных технологических решений с акцентом на снижение вредных выбросов. Одним из таких решений является создание отечественных высокоэффективных парогазовых установок (ПГУ) на основе газотурбинных установок (ГТУ) большой мощности.

В данной работе рассматривается перспективное направление повышения эффективности ПГУ. В основе исследуемой технологии лежит организация впрыска водяного пара в камеру сгорания ГТУ. Эти ГТУ принято называть газопаровые установки (ГПУ). Оценка эффективности установок такого типа требует проведения комплекса научных исследований по разработке и оптимизации схем и методик расчета.

Повышение удельной мощности простой ГТУ возможно за счет снижения затрат мощности на сжатие воздуха в компрессоре путем снижения в камере сгорания коэффициента избытка воздуха ($\alpha_{кс}$). Минимальное значение $\alpha_{кс}$ ограничено предельными значениями рабочих температур конструкционных материалов. Отсюда следует, что прирост удельной мощности простой газотурбинной установки возможен путем повышения температуры газов перед турбиной (разработка и использование жаростойких сталей и сплавов) и ввода в цикл дополнительного рабочего тела (водяной пар). Помимо увеличения мощности, впрыск пара в камеру сгорания позволяет снизить температуру в ядре горения и интенсифицирует образование оксидов азота [2–6].

Высокие рабочие показатели газотурбинных установок с впрыском пара способствуют их активному внедрению в промышленное производство во всем мире. Оптимизированный цикл газотурбинной установки с впрыском водяного пара (цикл Чжена) запатентован в 1981 г. [7]. В США на рубеже 1980-х гг. были проведены испытания системы впрыска пара (STIG – Steam Injected Gas Turbine) в газогенератор фирмы General Electric. Через некоторое время ГТУ полного цикла STIG была введена в эксплуатацию [8, 9]. Исследованиями циклов газотурбинных установок с впрыском пара в нашей стране занимались Л.В. Арсеньев, В.А. Зысин, А.И. Андрущенко, В.Г. Тырышкин, О.Н. Фаворский и др. В России разработан ряд установок аналогичных STIG. Научно-производственным объединением «Машпроект» разработана комбинированная газопаротурбинная установка [10], в которой теплота уходящих газов используется для генерации водяного пара на впрыск. Отличительной особенностью этой установки является улавливание воды из потока парогазовой смеси.

В работе [11] предлагается условное разделение газового и парового циклов, что значительно упрощает расчеты и анализ схемы. Принимается, что смесь пара и продуктов сгорания является однородной и ее свойства определяются как для идеального газа.

Вопросы охлаждения лопаток на сегодняшний день являются актуальными и активно исследуются учеными мира [12, 13]. В работах [14–16] дается оценка возможности повышения эффективности парогазовых установок за счет более высоких температур на входе в газовую турбину при организации парового охлаждения лопаток.

Впрыск пара в ГТУ позволяет получить высокие технико-экономические показатели: повысить мощность газовой турбины, разгрузить воздушный компрессор в результате снижения коэффициента избытка воздуха в камере сгорания, понизить температуру сгорания и продлить срок службы камеры сгорания и турбины, а также уменьшить выбросы вредных веществ [2, 3, 17–22].

Основным недостатком ГТУ с впрыском пара является необходимость химической подготовки воды, которая впоследствии теряется из цикла с уходящими газами. Поэтому важным направлением совершенствования цикла ГТУ является возможность конденсации водяных паров из уходящих газов и полезного использования их массы и теплоты.

Одним из неисследованных в настоящее время вопросов является зависимость расхода впрыскиваемого пара от параметров цикла.

Проведенный анализ показывает, что исследования в области повышения эффективности работы ГТУ являются актуальными. В качестве основных направлений можно выделить совершенствование схем и методик расчета циклов газопаровых установок, поиск технологических решений по повышению эффективности утилизации теплоты уходящих газов и снижению потерь воды как рабочего тела.

Схема и цикл газопаровой установки

Схема и цикл ГТУ, для которых составлена математическая модель, приведены на рис. 1, 2.

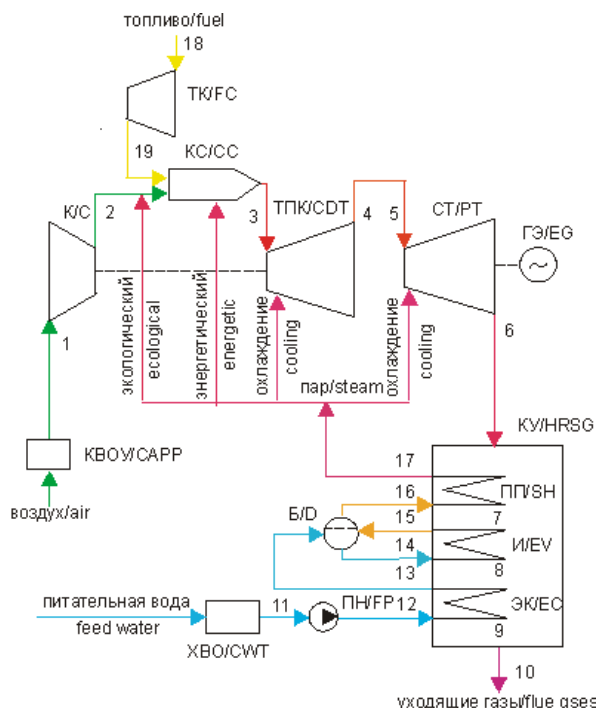


Рис. 1. Схема газопаровой установки: КВОУ – комплексная воздухоочистная установка; К – компрессор; КС – камера сгорания; ТК – топливный компрессор; ТПК – турбина привода компрессора; СТ – силовая турбина; КУ – котел-утилизатор; ПП – пароперегреватель; И – испаритель; Б – барабан; ЭК – экономайзер; ГЭ – генератор электрического тока; ХВО – химводоочистка; ПН – питательный насос

Fig. 1. Cycle diagram of combined-cycle plants: CAPP – complete air purification plant; C – compressor; CC – combustion chamber; FC – fuel compressor; CDT – compressor drive turbine; PT – power turbine; HRSR – heat recovery steam generator; SH – superheater; EV – evaporator; D – drum; EC – economizer; EG – electric generator; CWT – chemical water treatment; FP – feed pump

Работа ГТУ организована следующим образом. В комплексной воздухоочистной установке (КВОУ) атмосферный воздух очищается от пыли, после чего в адиабатном процессе 1–2 сжимается в воздушном компрессоре (К) до давления в камере сгорания (КС).

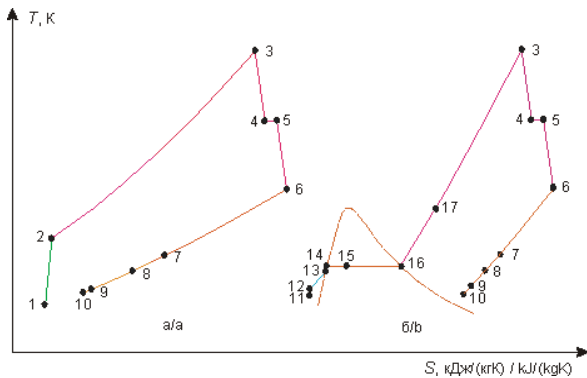


Рис. 2. T - S диаграмма цикла газопаровой установки: а) цикл сухих продуктов сгорания; б) цикл воды и водяного пара; номера точек на линиях циклов соответствуют номерам на схеме рис. 1

Fig. 2. T - S -diagram of gas steam plant cycles: а) cycle of gas steam plant; б) cycle of water and steam; the numbers of points on the lines of the cycles correspond to the numbers on the diagram in Fig. 1

На входе в КС воздух смешивается с паром экологического впрыска. Также в камеру сгорания топливным компрессором (ТК) в адиабатном процессе сжатия 18–19 подается природный газ, а из котла-утилизатора (КУ) пар энергетического впрыска. При горении топлива в КС в изобарном процессе 2–3 подводится теплота, при этом продукты сгорания топлива нагреваются до высокой температуры T_3 перед турбиной привода компрессора (ТПК). В ТПК в адиабатном процессе 3–4 продукты сгорания совершают работу, вращая ротор компрессора, и с температурой T_4 через выхлопной патрубок поступают в состоянии 5 в силовую турбину (СТ), в которой в адиабатном процессе 5–6 расширяются и совершают работу, вращая ротор электрогенератора (ЭГ). Из СТ продукты сгорания с температурой T_6 поступают в котел-утилизатор, в котором проходят через пароперегреватель (ПП), испаритель (И), экономайзер (ЭК), после чего с температурой уходящих газов $T_{yx}=T_{10}$ отводятся через дымовую трубу в атмосферу. В результате передачи теплоты в КУ температура продуктов сгорания в изобарном процессе снижается до состояний 7 за ПП, 8 за И и 9 за ЭК. Питательная вода после очистки в ХВО питательным насосом (ПН) в адиабатном процессе 11–12 сжимается до давления $P_{пн,вых}$ и в изобарном процессе нагревается в экономайзере (ЭК) до состояния 13 с недогревом до состояния насыщения на 4–6 °С, после чего поступают в барабан (Б). В испарительном контуре (И) кипящая вода от состояния 14 нагревается до состояния 15 со степенью сухости 20 % и поступает в Б, где из воды выходит сухой насыщенный пар в состоянии 16, после чего перегревается в пароперегревателе (ПП) до состояния 17 и идет на экологический и энергетический впрыски и охлаждение турбины привода компрессора (ТПК) и силовой турбины (СТ).

Для нормальной передачи теплоты между газами и водой в поверхностях нагрева КУ должны быть обеспечены разности температур: Δt_{6-17} не ниже 30 °С; Δt_{8-14} не ниже 10 °С; Δt_{9-12} не ниже 20 °С. На рис. 3

показана T - Q диаграмма теплообмена в котле-утилизаторе.

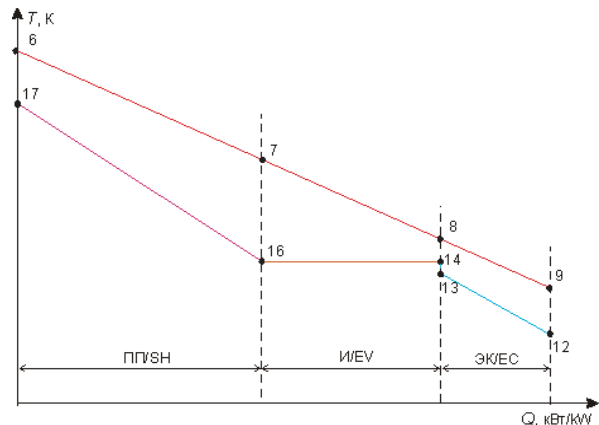


Рис. 3. T - Q диаграмма теплообмена в котле-утилизаторе: ПП – пароперегреватель; И – испаритель; ЭК – экономайзер. Номера точек на линиях соответствуют номерам на рис. 1, 2

Fig. 3. T - Q -diagram of heat transfer in the waste heat boiler: SH – superheater; EV – evaporator; EC – economizer. The numbers of points on the lines correspond to the numbers in Fig. 1, 2

Математическая модель расчета тепловой схемы газопаровой установки

В результате расчета необходимо определить параметры рабочего тела в характерных точках цикла, расходы воздуха, топлива и пара на впрыски, мощности компрессора и турбины, коэффициент избытка воздуха в камере сгорания и КПД цикла.

При разработке математической модели использовались уравнения материального и энергетического балансов.

Параметры рабочих тел задаются и определяются: давление (P), МПа; температура (t), °С; удельная энтальпия (h), кДж/кг; удельная энтропия (s), кДж/(кг·К). В алгоритме расчета также используются: удельные расходы на кг топлива (g), кг/кг, и абсолютные (G), кг/с; удельные расходы пара на кг топлива (d), кг/кг, и абсолютные (D), кг/с; расход топлива (B), кг/с; удельные мощности на кг топлива (n) и абсолютные (N), МВт; относительные потери давления (δP).

Рабочие тела (воздух, топливо и продукты сгорания) являются смесью различных веществ, при этом для упрощения расчетов приняты следующие допущения:

- предполагается, что воздух, топливо и продукты сгорания являются идеальными газовыми смесями;
- продукты сгорания состоят из смеси воздуха, диоксида углерода и водяного пара;
- в качестве топлива используется природный газ, смесь составляющих его компонентов задается в %, а потом переводится в моли;
- оборудование работает в стационарном режиме.

Параметры воздуха, топлива, продуктов сгорания, воды и водяного пара рассчитываются по функциям, определяемым в программе «REFPROP 8» [23], разработанной в NIST (National Institute of Standards and Technology), США. Далее для расчета термодинамических параметров с помощью «REFPROP 8» ис-

пользуется функции $Z=\text{parametr}$ («М»; InpCode; Units; X; Y), где Z – искомый параметр, parameter – имя параметра на английском языке (Temperature, Pressure, и т. д.), в скобках указываются: «М» – спецификация мольного состава смеси веществ или имя конкретного вещества на английском языке, например, water, nitrogen и т. д.; InpCode – в скобках указываются типы входных параметров X , Y , по которым определяется искомый, например «ТР», «РН» и т. д., для расчета параметров в состоянии насыщения к входному параметру добавляется приставка LIQ (насыщенная жидкость) или VAP (сухой насыщенный пар), например, «TLIQ», «PVAP»; Units – показывает, в какой системе определяются параметры, например, «SI» – в системе СИ или «SI WITH C» – все параметры в системе СИ, а температура в °C; X, Y – числовые значения параметров. Спецификация смеси газов «М» составляется, например, для парогазовой смеси как СЦЕПИТЬ ("nitrogen";";x1";";"carbon dioxide";";x2";";"oxygen";";x3";";"argon";";x4";";"water";";x5), где x_1, x_2, \dots, x_5 – мольные доли составляющих смесь веществ. Далее при описании алгоритма используются либо спецификации смесей газов: «М_в» – воздух; «М_т» – топливо; «М_{пс}» – смесь продуктов сгорания без дополнительного пара; «М_{см}» – смесь продуктов сгорания с дополнительным паром, либо названия отдельных газов: «nitrogen» – азот; «carbon dioxide» – диоксид углерода; «oxygen» – кислород; «argon» – аргон; «water» – вода и водяной пар. В программе «REFPROP 8» имеются функции для 83 веществ и их смесей.

Подстрочные индексы у параметров обозначают: числа – вход и выход для соответствующих элементов (рис. 1, 2); «к» – воздушный компрессор; «квоу» – комплексное воздухоочистное устройство; «тк» – топливный компрессор; «ку» – котел-утилизатор; «кс» – камера сгорания; «тпк» – турбина привода компрессора; «ст» – силовая турбина; «пн» – питательный насос; «в» – воздух; «т» – топливо; «пс» – смесь продуктов сгорания и добавленного пара; «нв» – наружный воздух; «изб» – избыточный; «п» – пар; «охл» – пар на охлаждение; «охл1» – пар на охлаждение в ТПК; «охл2» – пар на охлаждение в СТ; «см1» – смесь продуктов сгорания и охлаждающего пара в ТПК; «см2» – смесь продуктов сгорания и охлаждающего пара в СТ; «с» – изэнтропийный процесс; «нр» – низшая теплота сгорания топлива; «м» – механический; «эг» – электрогенератор; «эп» – электропривод.

Упрощенная блок-схема расчета ГПУ приведена на рис. 4.

Исходные данные:

- 1) параметры наружного воздуха: $P_{нв}$, $t_{нв}$, относительная влажность $\phi_{нв}$;
- 2) состав природного газа: CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 и т. д.;
- 3) параметры природного газа: P_t , t_t ;
- 4) относительные потери давления: $\delta P_{квоу}$, $\delta P_{пн-ку}$, $\delta P_{ку}$, $\delta P_{ку-пс}$, $\delta P_{к.вых}$, $\delta P_{кс}$, $\delta P_{тк-кс}$, $\delta P_{тпк-ст}$, $\delta P_{ку-впр}$;
- 5) КПД: η_k , $\eta_{тк}$ – воздушного и топливного компрессора; $\eta_{м.к}$, $\eta_{м.тпк}$ – механический компрессора и ТПК; $\eta_{ст}$ – внутренний относительный ТПК и СТ; $\eta_{эг}$, $\eta_{эп}$ – электрогенератора и электропривода; $\eta_{ск}$ – камеры сгорания;

- 6) степень сжатия компрессора ϵ_k ;
- 7) температура продуктов сгорания на выходе КС, t_3 ;
- 8) давление $P_{пн}$ и температура $t_{пн}$ на входе ПН;
- 9) относительный расход экологического пара на впрыск $d_{эк}$;
- 10) относительный расход пара на охлаждение $\delta_{охл}$ и его доля на ТПК $K_{охл}$;
- 11) разности температур: $\Delta t_{6-17}=30$, $\Delta t_{8-14}=10$, $\Delta t_{14-13}=5$, $\Delta t_{9-12}=20$;
- 12) расход воздуха на входе в компрессор G_k .

Расчет параметров воздуха, топлива и продуктов сгорания

Расчет параметров воздуха, топлива и продуктов сгорания производится по формулам [24]. В результате расчета по заданным исходным данным определяются низшая теплота сгорания $Q_{пр}$, массы и объемы воздуха и продуктов сгорания топлива, в том числе удельный расход продуктов сгорания на кг топлива $g_{пс}$.

Расчет параметров воздуха в процессе сжатия в воздушном компрессоре

Последовательно определяются:

- $P_1 = P_{нв}(1 - \delta P_{квоу})$;
- $P_2 = \epsilon_k \cdot P_1(1 - \delta P_{к.вых})$;
- $t_1 = t_{нв}$;
- $s_1 = \text{Entropy}("M_{в}"; "PT"; "SI WITH C"; P_1; t_1)$;
- $h_1 = \text{Enthalpy}("M_{в}"; "PT"; "SI WITH C"; P_1; t_1)$;
- $h_{2s} = \text{Enthalpy}("M_{в}"; "PS"; "SI WITH C"; P_2; s_1)$;
- $h_2 = h_1 + (h_{2s} - h_1) / \eta_k$;
- $t_2 = \text{Temperature}("M_{в}"; "PH"; "SI WITH C"; P_2; h_2)$;
- $P_{кс} = P_2(1 - \delta P_{кс})$.

Расчет параметров топлива в процессе сжатия в топливном компрессоре

Последовательно определяются:

- $P_{18} = P_t$;
- $P_{19} = 1,05 P_{кс}$;
- $t_{18} = t_t$;
- $s_{18} = \text{Entropy}("M_{т}"; "PT"; "SI WITH C"; P_{18}; t_{18})$;
- $h_1 = \text{Enthalpy}("M_{т}"; "PT"; "SI WITH C"; P_{18}; t_{18})$;
- $h_{19s} = \text{Enthalpy}("M_{т}"; "PT"; "SI WITH C"; P_{19}; s_{18})$;
- $h_{19} = h_{18} + (h_{19s} - h_{18}) / \eta_{тк}$;
- $t_{19} = \text{Temperature}("M_{т}"; "PH"; "SI WITH C"; P_{19}; h_{19})$.

Расчет параметров пароводяного тракта в котле-утилизаторе

Последовательно определяются:

- $P_{11} = P_{пн}$;
- $t_{11} = t_{пн}$;
- $s_{11} = \text{Entropy}("water"; "PT"; "SI WITH C"; P_{11}; t_{11})$;
- $h_{11} = \text{Enthalpy}("water"; "PT"; "SI WITH C"; P_{11}; t_{11})$;
- $P_{12} = P_{кс}(1 + \delta P_{ку-впр} + \delta P_{ку})$;
- $h_{12s} = \text{Enthalpy}("water"; "PS"; "SI WITH C"; P_{12}; s_{11})$;
- $h_{12} = h_{11} + (h_{12s} - h_{11}) / \eta_{пн}$;
- $t_{12} = \text{Temperature}("water"; "PH"; "SI WITH C"; P_{12}; h_{12})$;
- $P_{17} = P_{кс}(1 + \delta P_{ку-впр})$;
- $P_{14} = (P_{11} + P_{17}) / 2$;
- $t_{14} = \text{Temperature}("water"; "PLIQ"; "SI WITH C"; P_{14})$;
- $h_{14} = \text{Enthalpy}("water"; "PLIQ"; "SI WITH C"; P_{14})$.

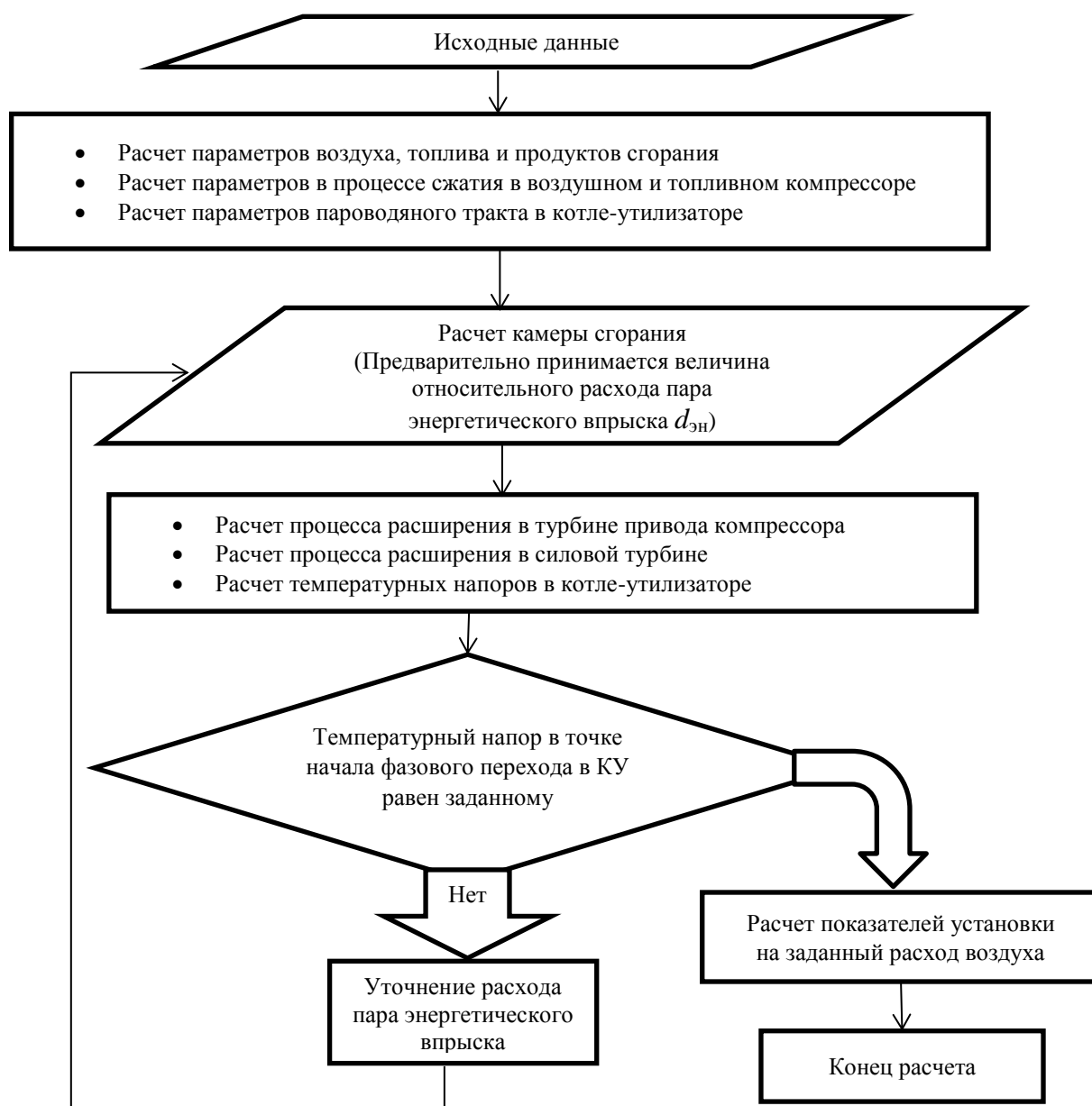


Рис. 4. Блок-схема расчета газопаровой установки
 Fig. 4. Block diagram of the calculation of a gas-steam plant

Расчет камеры сгорания

Предварительно принимается $d_{эп}$, который затем уточняется в итерационном процессе для получения допустимых температурных напоров в котле-утилизаторе.

Далее последовательно определяются:

$$t_{17} = t_6 - \Delta t_{6-17}; \quad (1)$$

$$h_{17} = \text{Enthalpy}(\text{"water"; "PT"; "SI WITH C"; } P_{17}; t_{17});$$

$$h_{3п} = \text{Enthalpy}(\text{"water"; "PT"; "SI WITH C"; } P_{кc}; t_3);$$

$$h_{3в} = \text{Enthalpy}(\text{"M}_в\text{"; "PT"; "SI WITH C"; } P_{кc}; t_3);$$

$$h_{3пс} = \text{Enthalpy}(\text{"M}_{пс}\text{"; "PT"; "SI WITH C"; } P_{кc}; t_3).$$

Удельная энтальпия воздуха, водяного пара, продуктов сгорания и топлива на входе и выходе из камеры сгорания приводятся к температуре определения низшей теплоты сгорания топлива 25 °С.

Расход избыточного воздуха определяется по формуле

$$g_{изб} = (Q_{кc.п} + Q_{кc.л0} + Q_{пр} \cdot \eta_{кc} + h_{19} - g_{пс} \cdot h_{3пс}) / (h_{3пс} - h_2),$$

где $Q_{кc.п} = (d_{эп} + d_{эк})(h_{3п} - h_{17})$; $Q_{кc.л0} = h_{3пс}(g_{пс} - 1)$.

Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания $\alpha_{кc} = (L_0 + g_{изб}) / L_0$, где L_0 – удельный массовый расход воздуха для сгорания кг топлива при нормальных условиях, определяется по [24].

Проверка энергетического баланса камеры сгорания:

- теплота потоков, входящих в камеру сгорания,
 $q_2 = (g_{пс} - 1 + g_{изб})h_2 + (d_{эп} + d_{эк})h_{17} + h_{19} + Q_{пр}\eta_{кc}$;
- теплота потоков, выходящих из камеры сгорания,

$$q_3 = (d_{эп} + d_{эк})h_{3п} + g_{пс} \cdot h_{3пс} + g_{изб} \cdot h_{3в}.$$

Погрешность определения параметров входных и выходных потоков камеры сгорания $\delta = 100(q_2 - q_3) / q_2, \%$.

$$g_b = g_{изб} + g_{пс} - 1;$$

$$g_{3кк} = g_{изб} + g_{пс} + d_{эп} + d_{эк}.$$

Расчет процесса расширения в турбине привода компрессора

Последовательно определяются:

- $d_{охл1} = \delta_{охл} \cdot g_b;$
- $d_{охл1} = K_{охл} \cdot d_{охл1};$
- $h_{3см1} = (g_{3кк} \cdot h_{3пс} + d_{охл1} \cdot h_{17}) / (g_{3кк} + d_{охл1});$
- $t_{3см1} = \text{Temperature}("M_{см1}"; "PH"; "SI WITH C"; P_{кк}; h_{3см1});$
- $g_{3см1} = g_{3кк} + d_{охл1};$
- $s_{3см1} = \text{Entropy}("M_{см1}"; "PT"; "SI WITH C"; P_{кк}; t_{3см1});$
- $n_k = g_b \cdot \Delta h_k / \eta_{м.к};$
- $\Delta h_{тнк} = n_k / (g_{3см1} \cdot \eta_{м.тнк});$
- $h_4 = h_{3см1} - \Delta h_{тнк};$
- $\Delta h_{тнк.с} = \Delta h_{тнк} / \eta_{тнк};$
- $h_{4с} = h_3 - \Delta h_{тнк.с};$
- $t_{4с} = \text{Temperature}("M_{см1}"; "HS"; "SI WITH C"; h_{4с}; s_{3см1});$
- $P_4 = \text{Pressure}("M_{см1}"; "TS"; "SI WITH C"; t_{4с}; s_{3см1});$
- $t_4 = \text{Temperature}("M_{см1}"; "PH"; "SI WITH C"; P_4; h_4);$
- $P_5 = P_4(1 - \delta P_{тнк-ст}).$

Расчет процесса расширения в силовой турбине

Последовательно определяются:

- $d_{охл2} = d_{охл}(1 - K_{охл});$
- $h_{5охл2} = (g_{3см1} \cdot h_4 + d_{охл2} \cdot h_{17}) / (g_{3см1} + d_{охл2});$
- $t_{5см2} = \text{Temperature}("M_{см2}"; "PH"; "SI WITH C"; P_5; h_{5охл2});$
- $g_{5см2} = g_{3см1} + d_{охл2};$
- $s_{5см2} = \text{Entropy}("M_{см2}"; "PT"; "SI WITH C"; P_5; t_{5см2});$
- $P_6 = P_{нв}(1 + \delta P_{ку.лс});$
- $h_{6с} = \text{Enthalpy}("M_{см2}"; "PS"; "SI WITH C"; P_6; s_{5см2});$
- $h_6 = h_{5охл2} - (h_{5охл2} - h_{6с}) \eta_{ст};$
- $t_6 = \text{Temperature}("M_{см2}"; "PH"; "SI WITH C"; P_6; h_6);$
- $n_{ст} = g_{5см2}(h_{5охл2} - h_6).$

Расчет температурных напоров в котле-утилизаторе

Последовательно определяются:

- $\Delta t_{6-17} = t_6 - t_{17};$
- $t_{16} = t_{14};$
- $h_{16} = \text{Enthalpy}("water"; "TVAP"; "SI WITH C"; t_{16});$
- $t_{13} = t_{14} - \Delta t_{14-13};$
- $h_{13} = \text{Enthalpy}("M_{см2}"; "PH"; "SI WITH C"; P_6; h_{13});$
- из теплового баланса ПП $g_{5см2}(h_6 - h_7) = (d_{эп} + d_{эк} + d_{охл})(h_{17} - h_{16})$ находится $h_7;$
- из теплового баланса И $g_{5см2}(h_7 - h_8) = (d_{эп} + d_{эк} + d_{охл})(h_{16} - h_{13})$ находится $h_8;$
- из теплового баланса ЭК: $g_{5см2}(h_8 - h_9) = (d_{эп} + d_{эк} + d_{охл})(h_{13} + h_{12})$ находится $h_9;$
- $t_8 = \text{Temperature}("M_{см2}"; "PH"; "SI WITH C"; P_6; h_8);$
- $\Delta t_{8-14} = t_8 - t_{14};$
- $t_9 = \text{Temperature}("M_{см2}"; "PH"; "SI WITH C"; P_{нв}; h_9);$
- $\Delta t_{9-12} = t_9 - t_{12}.$

Производится проверка полученных температурных напоров с допустимыми: $\Delta t_{6-17} > 29, \Delta t_{8-14} > 9, \Delta t_{9-12} > 19,$ если это условие не выполняется, то изменяют $d_{эп}$ и, начиная с уравнения (1) в камере сгорания, расчет повторяется.

Расчет показателей установки на заданный расход воздуха G_k

Последовательно определяются:

- $B_T = G_k / g_b;$
- $D_{эп} = d_{эп} \cdot B_T;$
- $D_{эк} = d_{эк} \cdot B_T;$
- $D_{охл} = d_{охл} \cdot B_T;$
- $N_{ст} = (D_{эп} + D_{эк} + D_{охл} + B_T + G_k) \Delta h_{ст} \cdot \eta_{м.ст};$
- $N_{пн} = (D_{эп} + D_{эк} + D_{охл}) \Delta h_{пн} / \eta_{м.пн};$
- $N_k = G_k \cdot \Delta h_k / \eta_{м.к};$
- $N_{тк} = B_T \cdot \Delta h_{тк} / \eta_{м.тнк};$
- $N_{пол} = N_{ст} \cdot \eta_{эп} - N_{пн} / \eta_{эп} - N_{тк} / \eta_{эп};$
- $\eta_{гпу} = 100 N_{пол} / (B_T \cdot Q_{нр}), \%$

Описанный выше алгоритм реализован в виде программы в пакете электронных таблиц EXCEL. Отдельные блоки алгоритма написаны на языке программирования VB (Visual Basic), встроенном в EXCEL.

Результаты расчета и их анализ

Для расчета были введены следующие исходные данные:

- 1) параметры наружного воздуха: $P_{нв} = 0,1013$ МПа, $t_{нв} = 15$ °C; $\varphi_{нв} = 0,6;$
- 2) состав природного газа: $CH_4 = 100$ %;
- 3) параметры природного газа: $P_r = 0,2$ МПа; $t_r = 5$ °C;
- 4) относительные потери давления: $\delta P_{квоу} = 0,01, \delta P_{пн-ку} = \delta P_{ку} - \delta P_{ку.лс} = \delta P_{к.вых} = \delta P_{кк} - \delta P_{тк-кк} = \delta P_{пн-ст} = 0,03, \delta P_{ку-охл} = 0,05;$
- 5) КПД: $\eta_k = 0,86, \eta_{тк} = 0,9, \eta_{м.к} = 0,995, \eta_{кк} = 0,995, \eta_{м.тнк} = 0,995, \eta_{тнк} = 0,9, \eta_{ст} = 0,93, \eta_{эп} = 0,982, \eta_{эп} = 0,99, \eta_{пн} = 0,8;$
- 6) степень сжатия компрессора: $2 \dots 80;$
- 7) температура продуктов сгорания на выходе КС: $700 \dots 1700$ °C;
- 8) давление и температура питательной воды: $P_{пн} = 0,1$ МПа, $t_{пн} = 60$ °C;
- 9) расход экологического пара на впрыск $d_{эк} = 2$ кг/кг;
- 10) расход пара на охлаждение: $\delta_{охл} = 0,05, K_{охл} = 0,7;$
- 11) расход воздуха на входе в компрессор $G_k = 1$ кг/с.

С помощью программы проведены расчеты, результаты которых представлены на рис. 5–10. Расчеты проводились для двух вариантов: а) расход пара на впрыск принят 0, т. е. получили показатели ГТУ без впрыска; б) с заданными расходами пара на впрыск, при этом получили показатели ГПУ с впрыском пара.

На рис. 5 приведены зависимости коэффициента полезного действия нетто от степени сжатия в компрессоре и температуры газов на выходе КС. Расчеты проведены для диапазона температур на выходе КС $700 \dots 1700$ °C. Поскольку до температуры 1000 °C имеем низкий КПД и точки для ГПУ с впрыском пара сливаются так, что их трудно идентифицировать, для наглядности представления полученных результатов на графики вынесены результаты с температурой за КС от 1000 °C.

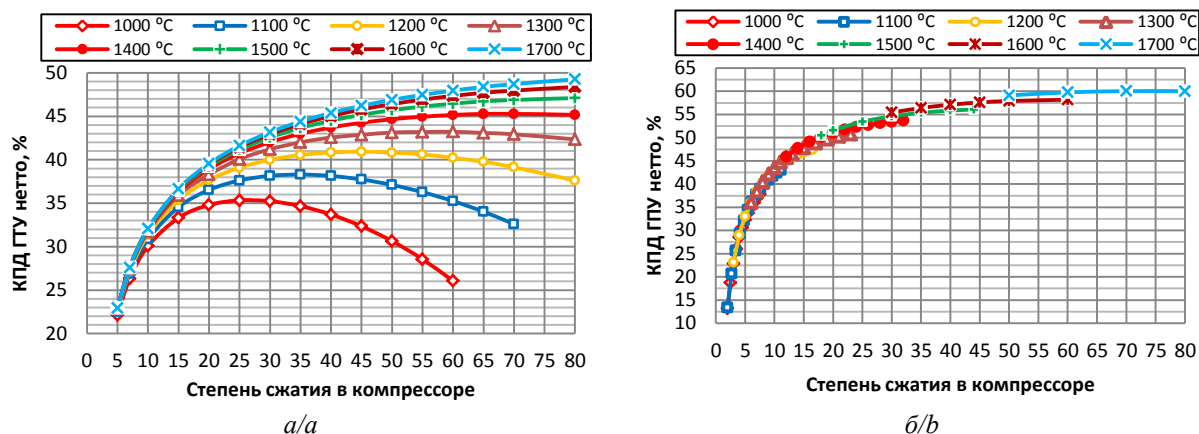


Рис. 5. Зависимость КПД нетто от степени сжатия в компрессоре и температуры на выходе камеры сгорания: а) КПД ГТУ без впрыска пара; б) КПД ГПУ с впрыском пара

Fig. 5. Dependence of the net efficiency on the compression ratio in the compressor and the temperature at the outlet of the combustion chamber: a) GTP efficiency without steam injection; b) efficiency of gas steam plant with steam injection

На рис. 5 видим, что впрыск пара с ростом температуры на выходе камеры сгорания приводит к существенному приросту КПД, при этом примерно в 1,5–2,5 раза снижается оптимально значение степени сжатия в компрессоре. Также видим, что значительно уменьшаются допустимые пределы изменения степени сжатия в компрессоре, что обусловлено допустимыми значениями температурных напоров в котле-утилизаторе.

На рис. 6 представлена зависимость максимальных значений КПД нетто от температуры газов за КС. Для варианта без впрыска пара максимальный КПД установки соответствует оптимальному значению степени сжатия. Для варианта с впрыском соответствует максимальному КПД при допустимой степени сжатия.

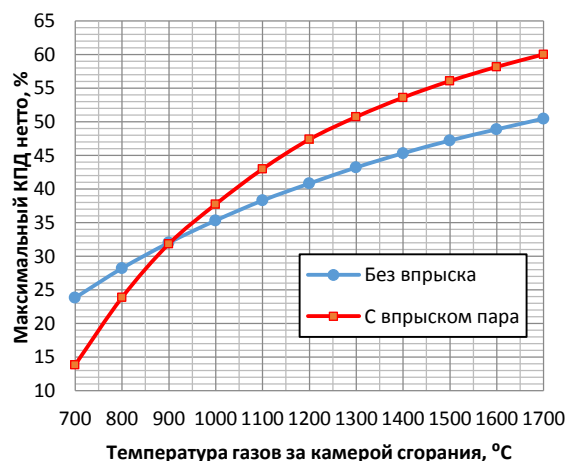


Рис. 6. Максимальный КПД нетто в зависимости от температуры газов за КС

Fig. 6. Maximum net efficiency depending on the gas temperature behind the CC

Видим, что при температуре газов на выходе КС до 900 °C КПД ГПУ с впрыском пара ниже, чем у ГТУ без впрыска. С ростом температуры от 900 °C до значений порядка 1300 °C положительный эффект от впрыска пара быстро увеличивается от 0 до 7,5 %.

Дальнейшее увеличение температуры слабо влияет на прирост КПД, достигая при 1700 °C 9 %.

Положительный эффект впрыска пара на КПД обусловлен увеличением расхода рабочего тела и его удельной теплоемкости, так как удельная теплоемкость пара значительно выше удельной теплоемкости воздуха и продуктов сгорания. При впрыске пара с ростом температуры газов за КС в продуктах сгорания растет относительная доля водяных паров.

Анализ зависимости удельной мощности газотурбинной установки на кг сжимаемого в компрессоре воздуха от температуры газов за КС и степени сжатия в компрессоре (рис. 7) позволяет сделать вывод, что впрыск пара повышает величину удельной мощности установки от 1,5 при температуре 1000 °C до 2 раз при температуре 1700 °C.

Впрыск пара позволяет существенно снизить коэффициент избытка воздуха при одинаковых значениях температуры газов за КС (рис. 8), что значительно снижает затраты мощности на компрессор. При этом чем выше температура, тем больше снижение коэффициента избытка воздуха.

Расход энергетического пара сильно зависит от степени сжатия в компрессоре и температуры газов на выходе КС (рис. 9). С их ростом он существенно снижается.

Впрыск пара в камеру сгорания позволяет существенно снизить температуру уходящих газов (рис. 10) в результате использования теплоты газов в котле-утилизаторе для производства пара на впрыск и охлаждение. Для ГПУ, в отличие от ГТУ без впрыска, характерен рост температуры уходящих газов с ростом степени сжатия в компрессоре. Минимальная температура газов на выходе котла-утилизатора ограничена температурой питательной воды и величиной температурного напора Δt_{9-12} .

Для оценки достоверности расчетов полученные результаты были сравнены с результатами расчетов, представленных в [25] и выполненных для близких исходных данных. При этом относительная погрешность не превышала 2...5 %.

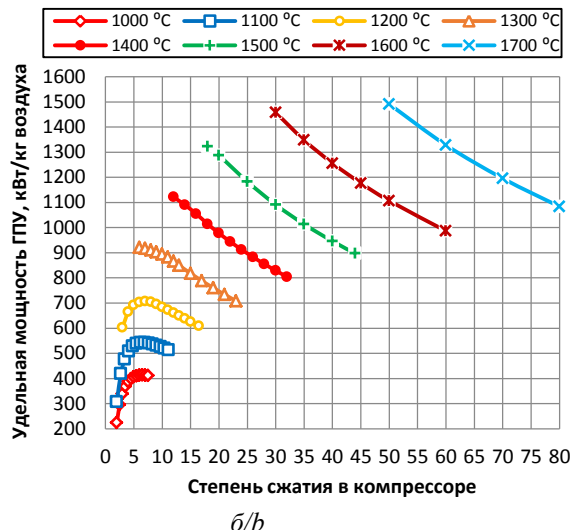
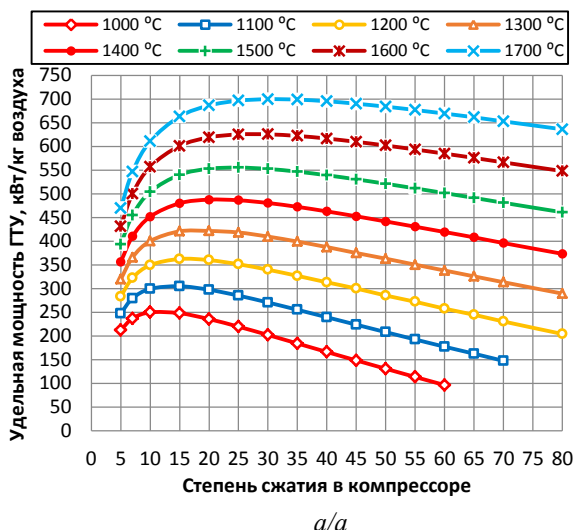


Рис. 7. Зависимость удельной мощности на кг сжимаемого в компрессоре воздуха от температуры газов на выходе камеры сгорания и степени сжатия: а) газотурбинная установка без впрыска; б) газопаровая установка с впрыском

Fig. 7. Dependence of the specific power per kg of compressed air in the compressor on the temperature of the gases at the outlet of the combustion chamber and the degree of compression: a) gas turbine without injection; b) gas-steam installation with injection

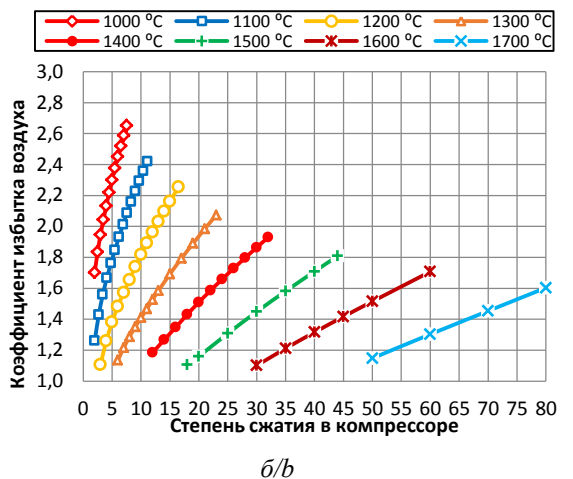
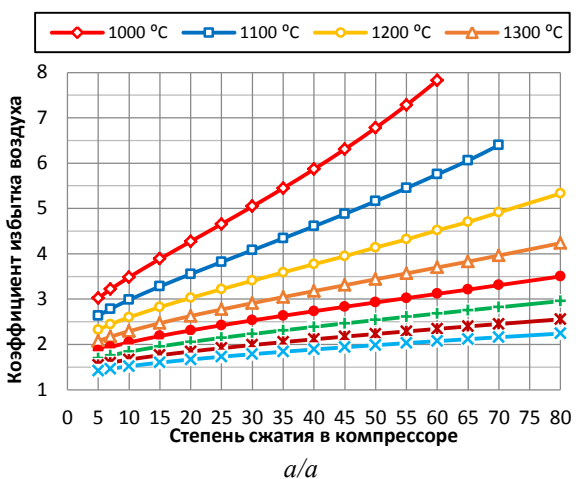


Рис. 8. Зависимость коэффициента избытка воздуха от степени сжатия в компрессоре и температуры газов на выходе камеры сгорания: а) газотурбинная установка без впрыска; б) газопаровая установка с впрыском

Fig. 8. Dependence of the excess air ratio on the compression ratio in the compressor and the temperature of the gases at the outlet of the compressor station: a) gas turbine without injection; b) gas-steam installation with injection

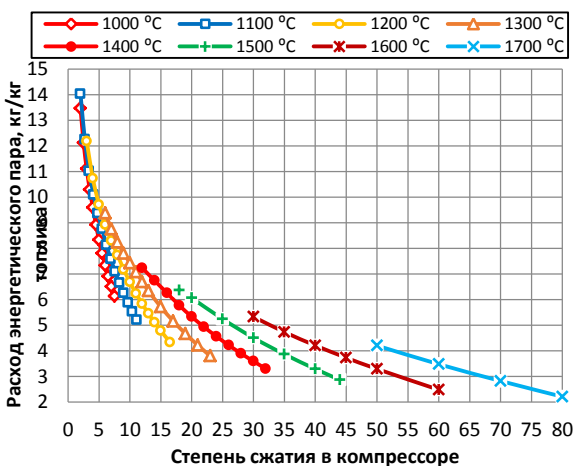


Рис. 9. Зависимость расхода энергетического пара ГПУ от степени сжатия в компрессоре и температуры газов на выходе КС

Fig. 9. Dependence of the power steam flow rate of the GPU on the compression ratio in the compressor and the temperature of the gases at the outlet of the compressor station

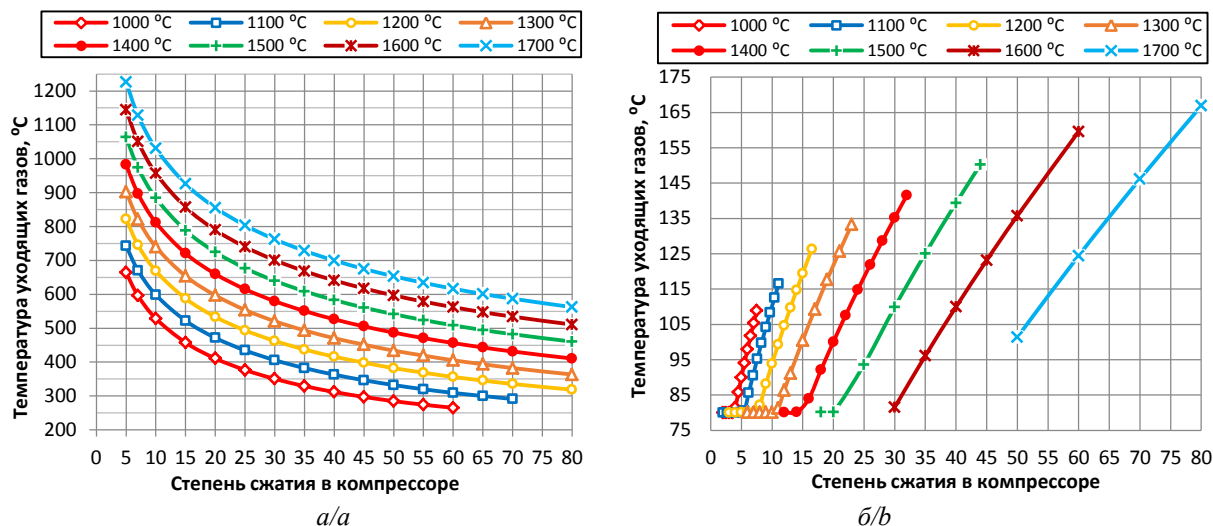


Рис. 10. Зависимость температуры уходящих газов от степени сжатия в компрессоре и температуры газов на выходе камеры сгорания: а) газотурбинная установка без впрыска; б) газопаровая установка с впрыском

Fig. 10. Dependence of the temperature of the exhaust gases on the compression ratio in the compressor and the temperature of the gases at the outlet of the compressor station: a) gas turbine without injection; b) gas-steam installation with injection

Выводы

1. Разработана схема газопаровой установки с экологическим и энергетическим впрысками пара и паровым охлаждением турбины привода компрессора и силовой турбины. Рассмотрен цикл работы газопаровой установки с разделением его на цикл на сухих продуктах сгорания и цикл на водяном паре. Разработана программа расчета представленной схемы газопаровой установки. Достоверность численных исследований подтверждается предварительным тестированием алгоритма на имеющихся результатах «ручных» расчетов, а также на исследованиях, проведенных другими авторами.
2. Проведен анализ влияния расхода впрыска энергетического пара в камеру сгорания на основные показатели газопаровой установки для установления закономерностей изменения ее основных параметров и показателей эффективности работы. В результате численного эксперимента получены зависимости характеристик газопаровой установки с впрыском пара и газотурбинной установки без впрыска от основных параметров и проведено их сравнение.
3. Выявлено, что для выбранной схемы и основных исходных величин для расчета при температуре газов на выходе камеры сгорания ниже 900 °С электрический КПД газопаровой установки с впрыском пара ниже, чем у газотурбинной установки без впрыска. От 900 до 1300 °С разница КПД становится положительной и возрастает от 0 до 7,5 %. Дальнейшее увеличение температуры до 1700 °С позволяет увеличить прирост КПД до 9 %.
4. Установлено, что при впрыске пара степень сжатия в компрессоре, при которой достигается максимальный электрический КПД установки, снижается. Для выбранного варианта конструкции

5. такое снижение для различных температур в КС достигает 1,5...2,5 относительно аналогичного варианта без впрыска.
5. Определено, что впрыск пара за счет добавления массы пара и увеличения вследствие этого массового расхода рабочего тела примерно в 1,5...2,0 раза повышает величину удельной мощности установки на 1 кг сжимаемого в компрессоре воздуха.
6. Показано, что при высокой степени сжатия в компрессоре впрыск пара позволяет существенно снизить коэффициент избытка воздуха в камере сгорания за счет более эффективного охлаждения металла и продуктов сгорания, чем охлаждение воздухом, что снижает затраты мощности в компрессоре на сжатие и уменьшает образование оксида углерода.
7. Установлено, что необходимый для роста энергетических показателей установки расход впрыска пара сильно падает при росте степени сжатия в компрессоре и температуры газов на выходе камеры сгорания, это сокращает затраты на подготовку питательной воды и расход теплоты на подогрев и получение пара в котле-утилизаторе, что повышает энергоэффективность установки.
8. Впрыск пара значительно снижает температуру уходящих из котла-утилизатора газов, что существенно уменьшает потери теплоты с уходящими газами и повышает КПД котла-утилизатора, а также сокращает выбросы оксидов азота и углерода.
9. Необходимость обеспечения температурных напоров в котле-утилизаторе существенно ограничивает диапазон режимов работы газопаровой установки по степени сжатия в компрессоре по сравнению с газотурбинной установкой без впрыска пара, что необходимо учитывать при проектировании и эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Энергетическая стратегия России на период до 2035 года. Утверждена распоряжением Правительства Российской Федерации от 09.06.2020 N 1523-р. – 93 с.
2. Манушин Э.А. Комбинированные энергетические установки с паровыми и газовыми турбинами // Итоги науки и техники. ВИНТИ. Серия: Турбостроение. – 1990. – 184 с.
3. Манушин Э.А. Газовые турбины: проблемы и перспективы. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 168 с.
4. Тачтон Дж. Полуэмпирический метод расчета содержания NOx в продуктах сгорания при наличии впрыска пара // Энергетические машины и установки. – 1984. – № 4. – С. 89–98.
5. Дикий Н.А. Судовые газотурбинные установки. – Л.: Судостроение, 1978. – 264 с.
6. Батенин В.М., Зейгарник Ю.А., Копелев С.З. Парогазовая установка с вводом пара в газовую турбину – перспективное направление развития энергетических установок // Теплоэнергетика. – 1993. – № 10. – С. 46–52.
7. Digumarthi R., Chung-Nan Chang. Cheng-Cycle implementation on small gas turbine engine // Gas Turbine World. – 1984. – № 3. – P. 34–37.
8. Меллер К. Ввод в эксплуатацию первой в мире газотурбинной установки полного цикла STIG на базе газогенератора LM 5000 (фирма simpson Paper Company) // Современное машиностроение. Сер. А. – 1989. – № 11. – С. 1–10.
9. Бернем, Джулиани, Меллер. Разработка, монтаж и испытание системы впрыска пара (STIG) в газогенератор LM 5000 фирмы General Electric // Современное машиностроение. Сер. А. – 1988. – № 2. – С. 11–17.
10. Романов В.Л., Кривуца В.А. Комбинированная газопаротурбинная установка мощностью 16–25 МВт с утилизацией тепла отходящих газов и регенерацией воды из парогазового потока // Теплоэнергетика. – 1996. – № 4. – С. 37–40.
11. Арсеньев Л.В., Тырышкин В.Г. Комбинированные установки с газовыми турбинами. – Л.: Машиностроение, 1982. – 247 с.
12. Ibrahim T.K., Rahman M.M. Optimum performance improvements of the combined cycle based on an intercooler – reheated gas turbine // Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME. – 2015. – V. 137 (6). – P. 1601–1612.
13. Polyzakis A.L., C Koroneos., Xydis G. Optimum gas turbine cycle for combined cycle power plant // Energy Conversion and Management. – 2008. – V. 49 (4). – P. 551–563.
14. Chiesa P., Macchi E. A thermodynamic analysis of different options to break 60 % electric efficiency in combined cycle power plants // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2004. – V. 126 (4). – P. 770–785.
15. Mokhtari H., H Ahmadisedigh., Ameri M. The optimal design and 4E analysis of double pressure HRSG utilizing steam injection for Damavand power plant // Energy. – 2017. – V. 118. – P. 399–413.
16. Ol'khovskii G.G. Combined cycle plants: yesterday, today, and tomorrow (review) // Thermal Engineering. – 2016. – V. 63 (7). – P. 488–494.
17. Combined cycle power plants with post – combustion CO2 capture: energy analysis with Cs at part load conditions for different HRSG configurations / M. Vaccarelli, M. Sammak, K. Jonshagen, R. Carapellucci, M. Genrup // Energy. – 2017. – V. 112. – P. 917–925.
18. Efficiency boosting and steam saving for a steam-injected gas turbine engine: Optimization study of the running conditions / A.M. Abubaker, A. Darwish Ahmad, M.N.A. Magableh, Y.S.H. Najjar // Journal of Energy Engineering – ASCE. – 2021. – V. 147 (1). – P. 732–748.
19. Techno-economic comparison of combined cycle gas turbines with advanced membrane configuration and MEA solvent at part load conditions / M. Van Der Spek, D. Bonalumi, G. Manzolini, A. Ramirez, A.P.C. Faaij // Energy and Fuels. – 2018. – V. 32 (1). – P. 625–645.
20. Steam injected Humphrey cycle for gas turbines with pressure gain combustion / P. Stathopoulos, T. Rähse, J. Vinkeloe, N. Djordjevic. // Energy. – 2019. – V. 188. – P. 116020.
21. Farokhipour A., Hamidpour E., Amani E. A numerical study of NOx reduction by water spray injection in gas turbine combustion chambers // Fuel. – 2018. – V. 212. – P. 173–186.
22. On energy, exergy, and environmental aspects of a combined gas-steam cycle for heat and power generation undergoing a process of retrofitting by steam injection / P. Ziolkowski, T. Kowalczyk, M. Lemański, J. Badur // Energy Conversion and Management. – 2019. – V. 192. – P. 374–384.
23. Lemmon E.W., Huber M.L., McLinden M.O. Reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP, standard reference database 23, version 8.0. – Gaithersburg: National Institute of Standard and Technology, 2007.
24. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). 3-е изд., перераб. и дополн. – СПб: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998. – 257 с.
25. Орлов К.А. Исследование схем парогазовых установок на основе разработанных прикладных программ по свойствам рабочих тел: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М., 2004. – 20 с.

Поступила: 26.08.2021 г.

Информация об авторах

Галашов Н.Н., кандидат технических наук, доцент НОЦ И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета.

Туболев А.А., ассистент НОЦ И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета.

Минор А.А., аспирант НОЦ И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета.

Баннова А.И., аспирант НОЦ И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета.

UDC 621.311.238; 621.311.22

PARAMETRIC ANALYSIS OF A GAS-STEAM PLANT SCHEME USING A MATHEMATICAL MODEL

Nikolay N. Galashov¹,
gal@tpu.ru

Alexander A. Tubolev¹,
Tubolev@tpu.ru

Alexander A. Minor¹,
aam29061994@gmail.com

Albina I. Bannova¹,
gabullina.albina@list.ru

¹ National Research Tomsk Polytechnic University,
30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russia.

The relevance of the topic is caused by the need for a complex of scientific research on the development and optimization of thermal circuits and calculation methods for gas-steam installations. Gas-steam plants are a promising direction for increasing the efficiency of power plants based on gas turbine engines with environmental and energy injection of water vapor into the combustion chamber.

The main aim of the research is to improve the calculation methodology of gas turbine units with steam injection for the study of issues of increasing the efficiency of electric and thermal energy generation in order to reduce natural gas consumption, as well as to improve thermal schemes and optimize the parameters of gas-steam installations.

Objects: combined gas-steam installations based on gas turbine installations with steam injection into the combustion chamber.

Methods: numerical methods of research by mathematical modeling of systems and elements of gas-steam installations based on material and energy balances.

Results. A mathematical model has been developed for calculating the energy characteristics of a gas-steam installation, taking into account changes in input parameters in a wide range. The influence of the gas temperature at the outlet of the combustion chamber and the compression ratio in the compressor on the main energy characteristics of a gas turbine installation without steam injection and with injection into the combustion chamber is analyzed. It is shown that steam injection can increase the efficiency of a gas turbine installation by up to 9 %, while the consumption of injected steam is significantly reduced with an increase in the temperature of the gases at the outlet of the combustion chamber and the compression ratio in the compressor. Also, steam injection significantly reduces the excess air coefficient in the combustion chamber and the temperature of the gases leaving the waste boiler. At the same time, the specific power of electricity generation increases by about 1.5...2.0 times compared to a gas turbine installation without injection. It is established that the need to ensure temperature pressures in the heat recovery boiler significantly limits the range of operating modes of the gas-steam plant in terms of the compression ratio in the compressor.

Key words:

Gas turbine plant, gas-steam plant, power steam injection, ecological steam injection, waste heat boiler, combustion products, flue gases.

REFERENCES

1. *Energeticheskaya strategiya Rossii na period do 2035 goda* [Energy strategy of Russia for the period up to 2035]. Approved by the order of the Government of the Russian Federation, 09.06.2020. Vol. (1523–r).
2. Manushin E.A. Kombinirovannye energeticheskie ustanovki s parovymi i gazovymi turbinami [Combined power plants with steam and gas turbines]. *Itogi nauki i tekhniki. VINITI. Seriya: Turbostroenie*, 1990, vol. 4, 184 p.
3. Manushin E.A. *Gazovye turbiny: problemy i perspektivy* [Gas turbines: problems and prospects]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1986. 168 p.
4. Tachtou Dzh. Poluempiricheskiy metod rascheta sodержaniya NOx v produktakh sgoraniya pri nalichii vpryska para [Semi-empirical method for calculating the NOx content in combustion products in the presence of steam injection]. *Energeticheskie mashiny i ustanovki*, 1984, no. 4, pp. 89–98.
5. Dikiy N.A. *Sudovye gazoturbinnye ustanovki* [Marine gas turbine installations]. St-Petersburg, Sudostroenie Publ., 1978. 264 p.
6. Batenin V.M., Zeygarnik Yu.A., Kopelev S.Z. Parogazovaya ustanovka s vvodom para v gazovuyu turbinu – perspektivnoe napravlenie razvitiya energeticheskikh ustanovok [Combined-cycle plant with steam injection into a gas turbine – a promising direction in the development of power plants]. *Teplotenergetika*, 1993, no. 10, pp. 46–52.
7. Digumarthi R., Chung–Nan Chang. Cheng–Cicle implementation on small gas turbine engine. *Gas Turbine World*, 1984, vol. 3, pp. 34–37.
8. Meller K. Vvod v ekspluatatsiyu pervoy v mire gazoturbinnoy ustanovki polnogo tsikla STIG na baze gazogeneratora LM 5000 [Commissioning of the world's first full-cycle gas turbine STIG based on the LM 5000 gas generator]. *Sovremennoe mashinostroyeniye. Seriya: A*, 1989, no. 11, pp. 1–10.
9. Bernem, Dzhuliani, Meller. Razrabotka, montazh i ispytanie sistemy vpryska para (STIG) v gazogenerator LM 5000 firmy General Electric [Development, installation and testing of the steam injection system (STIG) in the LM 5000 gas generator from General Electric]. *Sovremennoye mashinostroyeniye. Seriya: A*, 1988, no. 2, pp. 11–17.
10. Romanov V.L., Krivutsa V.A. Kombinirovannaya gazoparoturbinnaya ustanovka moshchnostyu 16–25 MVt s utilizatsiyey tepla otkhodyashchikh gazov i regeneratsiyey vody iz parogazovogo potoka [Combined gas-steam turbine plant with a capacity of 16–25 MW with waste gas heat recovery and water regeneration from a steam-gas flow]. *Teplotenergetika*, 1996, no. 4, pp. 37–40.
11. Arsenyev L.V., Tyryshkin V.G. *Kombinirovannye ustanovki s gazovymi turbinami* [Combined installations with gas turbines]. St-Petersburg, Mashinostroyeniye Publ., 1982. 247 p.
12. Ibrahim T.K., Rahman M.M. Optimum performance improvements of the combined cycle based on an intercooler –

- reheated gas turbine. *Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME*, 2015, vol. 137 (6), pp. 1601–1612.
13. Polyzakis A.L., Koroneos C., Xydis G. Optimum gas turbine cycle for combined cycle power plant. *Energy Conversion and Management*, 2008, vol. 49 (4), pp. 551–563.
 14. Chiesa P., Macchi E. A thermodynamic analysis of different options to break 60 % electric efficiency in combined cycle power plants. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2004, vol. 126 (4), pp. 770–785.
 15. Mokhtari H., Ahmadisedigh H., Ameri M. The optimal design and 4E analysis of double pressure HRSG utilizing steam injection for Damavand power. *Energy*, 2017, vol. 118, pp. 399–413.
 16. Ol'khovskii G.G. Combined cycle plants: yesterday, today, and tomorrow (review). *Thermal Engineering*, 2016, vol. 63 (7), pp. 488–494.
 17. Vaccarelli M., Sammak M., Jonshagen K., Carapellucci R., Genrup M. Combined cycle power plants with post – combustion CO₂ capture: energy analysis at part load conditions for different HRSG configurations. *Energy*, 2017, vol. 112, pp. 917–925.
 18. Abubaker A.M., Darwish Ahmad A., Magableh M.N.A., Najjar Y.S.H. Efficiency boosting and steam saving for a steam-injected gas turbine engine: optimization study of the running conditions. *Journal of Energy Engineering – ASCE*, 2021, vol. 147 (1), p. 732–748.
 19. Van Der Spek M., Bonalumi D., Manzolini G., Ramirez A., Faaij A.P.C. Techno-economic comparison of combined cycle gas turbines with advanced membrane configuration and MEA solvent at part load conditions. *Energy and Fuels*, 2018, vol. 32 (1), pp. 625–645.
 20. Stathopoulos P., Rähse T., Vinkeloe J., Djordjevic N. Steam injected Humphrey cycle for gas turbines with pressure gain combustion. *Energy*, 2019, vol. 188, p. 116020.
 21. Farokhipour A., Hamidpour E., Amani E. A numerical study of NO_x reduction by water spray injection in gas turbine combustion chambers. *Fuel*, 2018, vol. 212, pp. 173–186.
 22. Ziółkowski P., Kowalczyk T., Lemański M., Badur J. On energy, exergy, and environmental aspects of a combined gas-steam cycle for heat and power generation undergoing a process of retrofitting by steam injection. *Energy Conversion and Management*, 2019, vol. 192, pp. 374–384.
 23. Lemmon E.W., Huber M.L., McLinden M.O. *Reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP, standard reference database 23, version 8.0*. Gaithersburg, National Institute of Standard and Technology, 2007.
 24. *Teplovoy raschet kotlov (normativny metod)* [Thermal calculation of boilers (standard method)]. 3rd ed. St-Petersburg, NPO CKTI Publ., 1998. 257 p.
 25. Orlov K.A. *Issledovanie skhem parogazovykh ustanovok na osnove razrabotannykh prikladnykh programm po svoystvam rabochikh tel*. Avtoreferat Dis. Kand. nauk [Research of schemes of gas-steam units based on the developed applied programs on working bodies features. Cand Diss. Abstract]. Moscow, 2004. 20 p.

Received: 26 August 2021.

Information about the authors

Nikolay N. Galashov, Cand. Sc., associate professor, National Research Tomsk Polytechnic University.

Alexander A. Tubolev, assistant, National Research Tomsk Polytechnic University.

Alexander A. Minor, postgraduate, National Research Tomsk Polytechnic University.

Al'bina I. Bannova, postgraduate, National Research Tomsk Polytechnic University.