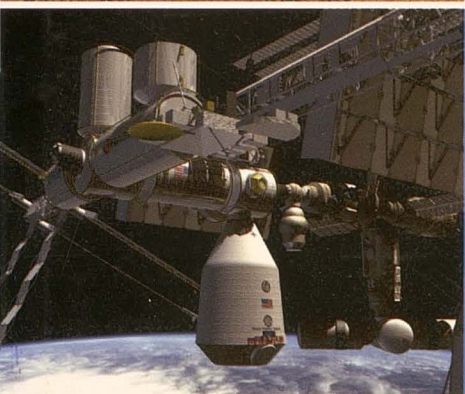


Алматы энергетика және
байланыс университетінің
ХАБАРШЫСЫ



ВЕСТНИК
Алматинского университета
энергетики и связи

4

2015

С новым годом!



УДК621.438 : 621.311

А.М. Достияров, Г.М. Тютеебаева

Евразийский национальный университет им. Л.Н. Гумилева, г.Астана

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК В РЕСПУБЛИКЕ КАЗАХСТАН

В статье рассматриваются перспективы использования парогазовых газотурбинных установок с уменьшением работы сжатия рабочего тела и глубокой утилизацией теплоты и влаги уходящих газов. Статья посвящается памяти д.т.н., профессора Темирбаева Д.Ж., который стоял у истоков создания ТЭФ АУЭС и одним из первых в Казахстане отмечал важность развития парогазовых (газопаровых) установок.

Ключевые слова: парогазовая газотурбинная установка, камера сгорания, парогазовая смесь.

Одним из перспективных направлений развития теплоэнергетики РК является использование парогазовых установок (ПГУ). Высокая начальная температура газов в газотурбинной установке (ГТУ) способствует повышению средней температуры подвода теплоты в комбинированном цикле. ПГУ обладает высокими экологическими показателями благодаря оснащению ГТУ малотоксичными камерами сгорания.

В настоящее время известны и исследуются различные схемы и варианты ПГУ. Научный интерес представляют предложения профессора Д.Ж. Темирбаева о высокоэффективной ПГУ [1, 2]. Он впервые в Казахстане отметил, что основной тенденцией современного и перспективного развития теплоэнергетики является парогазовая технология. За счет увеличения температуры продуктов сгорания перед газовой турбиной (ВГТ) до 1800К значение эффективного КПД ПГУ может быть доведено до 60%. Однако при её значениях, больших 1600К, может быть эффективным охлаждение ГТ (сопловых аппаратов, лопаток, ротора) водой или водяным паром.

Для подавления образования оксидов азота при горении топлива может также использоваться экологический впрыск воды в камеру сгорания (КС). Очевидно подача воды для этих целей требует значительно меньшую работу сжатия, чем воздуха, расход которого доходит до нескольких его стехиометрических значений. Из-за последнего и высоких значений температуры газов на выходе из ГТ, достигающих около 800К, значения эффективных КПД обычных ГТУ не превышают 30%. Наряду с отмеченными факторами немаловажно учесть и то, что основным компонентом состава природных и попутных газов является метан CH_4 , это

означает, что около 25% массы сжигаемого газа составляет H_2O . В результате, совместно с уходящими газами выбрасываются в окружающую среду их физическая теплота (до $0,06Q_{расп}$), влага (до $0,025 G_{пр.сг.}$) и её теплота фазового перехода (до $(0,1+0,04 t_{ух}) Q_{расп}$).

Таким образом, разработка экологичной и энергетически высокоэффективной высокотемпературной ПГУ связана с необходимостью ввода в КС и ГТ значительного количества воды и водяного пара. Известное решение [5] такой задачи в части охлаждения высокотемпературной ГТ путем организации поверхностного теплообмена с применением влажного пара, на наш взгляд, превращает ГТ в конструктивно нереальный паропровод. Из изложенного логически напрашивается, по-видимому, более приемлемое решение - организация ПГУ на парогазовой смеси (ПГС). Термодинамический цикл и принципиальная тепловая её схема показаны на рисунках 1 и 2.

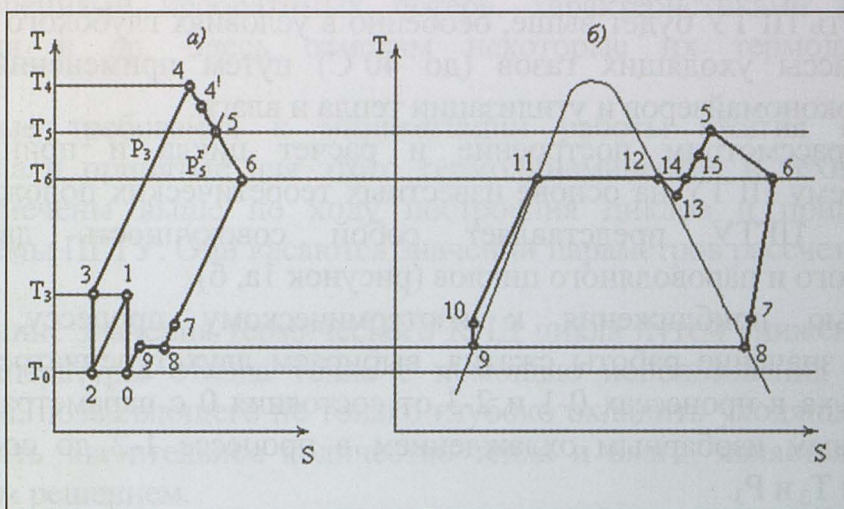


Рисунок 1 - Газовоздушная (а) и пароводяная (б) составляющие цикла парогазовой высокоэффективной ГТУ (ПГТУ)

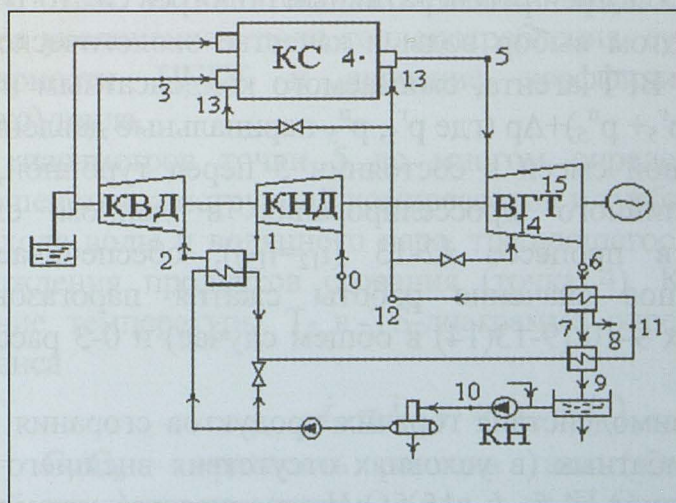


Рисунок 2 - Принципиальная тепловая схема ПГТУ

По сравнению с другими известными видами ПГУ (с высоконапорным парогенератором), со сбросом газов в ПГ, с котлами утилизаторами (с низконапорным ПГ) рассматриваемая ПГУ на ПГС конструктивно значительно проще. У неё нет парогенератора и паровой турбины. Их функции совмещены в рабочих процессах более компактных и мобильных по действию КС и ГТ. Рассматриваемую ПГУ на ПГС можно кратко назвать парогазовой высокоэффективной ГТУ (ПГТУ или, следуя [4], «газопаровой ГТУ»).

Основным недостатком ПГТУ является высокая температура парогазовой смеси на выходе из турбины, достигающая 850К, как в обычной ГТУ. Тем не менее, электрический КПД ПГТУ будет выше (чем у обычной ГТУ) за счет более высоких значений температуры и энтальпии ПГС, чем у продуктов сгорания, а также из-за значительного уменьшения расхода воздуха через компрессор, следовательно, - и работы сжатия.

Следует ожидать, что значение коэффициента использования тепла ПГТУ будет больше, чем у других известных видов ПГУ. Энергетическая эффективность ПГТУ будет выше, особенно в условиях глубокого охлаждения основной массы уходящих газов (до 40⁰С) путем применения для этого контактных экономайзеров и утилизации тепла и влаги.

Далее рассмотрим построение и расчет цикла и принципиальную тепловую схему ПГТУ на основе известных теоретических положений [3, 4 и др.]. Цикл ПГТУ представляет собой совокупность двух циклов газоздушного и пароводяного циклов (рисунок 1а, б).

С целью приближения к изотермическому процессу, имеющему наименьшее значение работы сжатия, выбираем двухступенчатое адиабатное сжатие воздуха в процессах 0-1 и 2-3 от состояния 0 с параметрами T_0 и P_0 с промежуточным изобарным охлаждением в процессе 1-2 до состояния 3 с параметрами T_3 и P_3 .

Для обеспечения возможно высокого значения средней температуры подвода тепла в изобарном процессе 3-4 выбираем степень сжатия $\varepsilon = p_3/p_0$ предельно высокой и коэффициент избытка воздуха предельно малым (с той же целью может быть рассмотрен регенеративный подогрев сжатого воздуха после компрессоров). При этом выбор воды в качестве экологического впрыска и охлаждающего КС и ВГТ агента, сжимаемого конденсатным и питательным насосами до $p_n = (p_5 = p_5^r + p_5^n) + \Delta p$ (где p_5^r , p_5^n - парциальные давления газа и пара, p_5 - давление парогазовой смеси в состоянии 5 перед турбиной, Δp - избыток давления изоэнтальпийного дросселирования в данном случае сухого насыщенного пара в процессе 12-13 ($i_{12} = i_{13}$)), обеспечивает возможное наименьшее суммарное значение работы сжатия парогазовой смеси в адиабатных процессах 9-10 (9-13(14) в общем случае) и 0-3 рассматриваемого цикла.

В результате взаимодействия горячих продуктов сгорания и перегретого водяного пара в адиабатных (в условиях отсутствия внешнего теплообмена) процессах их смешения 4-5 и 15-5 устанавливается термодинамическое равновесное состояние 5 парогазовой смеси перед турбиной. В адиабатических

процессах 5-6 производится работа расширения ПГС. При этом состояния 14 и 15 водяного пара достигаются в результате изобарного регенеративного подвода тепла парогазовой смеси на выходе из ПГТ с изобарных участков циклов 6-7 в парогазоводяном теплообменнике к воде и ее влажному и перегретому пару на участках цикла (и тепловой схемы) соответственно 10-11, 11-12 и 13-14, а также к перегретому пару на участке 14-15 цикла за счет адиабатного охлаждения продуктов сгорания и изобарного охлаждения высокотемпературных частей КС и ПГТ.

При отсутствии или наличии контактного экономайзера в тепловой схеме отработанная парогазовая смесь соответственно в состояниях 7 или 8 выбрасывается в окружающую среду и цикл замыкается линиями 7-8-9-0. Наличие контактного экономайзера позволяет утилизировать значительную часть физической и скрытой теплоты и влаги, выбрасываемых в окружающую среду с уходящими газами. Конкретные значения параметров расчетных точек цикла ПГТУ определяются ее техническим заданием, условиями надежности работы, значениями необратимых потерь, характеристиками выбираемого оборудования и др. Здесь отметим некоторые их термодинамические особенности.

Основные требования к минимизации работы сжатия компонентов рабочего тела и принятые для этого термодинамические и технологические решения отмечены выше по ходу построения циклов и принципиальной тепловой схемы ПГТУ. Они касаются значений параметров расчетных точек 1, 2, 3, 9, 10.

Повышение значения термического КПД цикла путем снижения значения средней температуры отвода тепла с помощью использования контактного экономайзера, позволяющего не только глубоко охладить уходящие газы, но и регенерировать значительное количество тепла и влаги, является достаточно эффективным решением.

Остаются высокими значения параметров точки 6 рассматриваемого цикла ПГТУ: $T_6 = 750 \div 850$ К, $p_6 = p_6^r + p_6^n = 0,1 \div 0,12$ МПа, что не позволяет значительно увеличить значения эффективного электрического КПД ПГТУ. Вместе с тем, этот недостаток, касающийся выработки электроэнергии, компенсируется увеличением доли теплопотребления, существенно повышает степень бинарности ПГТУ и значение коэффициента использования (располагаемого) тепла.

Значения параметров точки 5 во многом определяются достигнутым уровнем совершенства конструкций компрессоров и турбин, а также значением массового расхода воды и водяного пара, требующегося для экологического впрыска, охлаждения продуктов сгорания (точка 4), КС и ГТ (точка 15). Местоположение температуры T_5 в TS-диаграмме определяется уравнением теплового баланса

$$i_5 - i_{15} = m(i_4 - i_5), \quad (1)$$

где $m = G_r/G_v$ - кратность расхода газа (для которой строится газоздушный цикл), кг газа/кг H_2O (для 1 кг H_2O строится пароводяной цикл).

Разности энтропий в точках 5-4 и 5-15 определяют потери полезной внешней работы, обусловленные необратимостью адиабатического смешения продуктов сгорания и перегретого пара [4].

$$\Delta I_{cm} = T_0 (\Delta s_{5-4} + \Delta s_{5-15}) = \frac{\Delta L}{G_{cm}}. \quad (2)$$

Необратимые потери достижения термодинамического равновесия продуктов сгорания и перегретого водяного пара в состоянии 5 ПГС и парциальные их давления p_5^r и p_5^n находим по следующим уравнениям, принимая парогазовую смесь идеальным газом при достаточно высоких для этого значениях её температуры $T_5 = \text{const}$ [5]:

$$\Delta I_{T_5}^{\max} = R_{cm} T_5 \ln \frac{p_5^n}{p_5^r}, \quad (3)$$

$$p_5 = p_5^r + p_5^n, \quad (4)$$

$$p_5^r = G_r R_r T_5 / V_5^r, \quad (5)$$

$$p_5^n = G_n R_n T_5 / V_5^n \quad (6)$$

при очевидном условии $V_5^r = V_5^n$.

Термический КПД рассматриваемого парогазового цикла ПГТУ (без учета работы водяного насоса из-за малости) равняется

$$\eta_t = \frac{(i_5^n - i_6^n) + m(i_5^r - i_6^r) - m(i_3^r - i_0^r)}{m(i_4^r - i_3^r) - (i_6^n - i_8^n) - m(i_6^r - i_8^r) - rg}, \quad (7)$$

где g -массовая доля водяных паров уходящих газов с удельной теплотой фазового перехода r при температуре t_8 , конденсируемых в контактном экономайзере.

Эффективный КПД ПГТУ (без учета механических потерь и работы сжатия водяного насоса) составит

$$\eta_e = \frac{I_n}{Q_{расн}} = \frac{(i_5^n - i_6^n)\eta_T + m(i_5^r - i_6^r)\eta_T - m(i_3^r - i_0^r)/\eta_k}{m(i_4^r - i_3^r) - (i_6^n - i_8^n) - m(i_6^r - i_8^r) - rg}. \quad (8)$$

Рассмотрены построение и расчет цикла парогазовой регенеративной высокоэффективной ГТУ (ПГТУ) с учетом адиабатичности процессов смешения продуктов сгорания с охлаждающим их и высокотемпературные проточные части КС и ГТ водой и водяным паром и необратимых потерь работоспособности системы, а также принципиальная тепловая схема высокоэффективной ПГТУ с минимизацией работы сжатия рабочего тела и глубокой утилизацией тепла и влаги уходящих газов, что может быть использовано при реконструкции и строительстве различных ТЭС для повышения их экологической и энергетической эффективности и увеличения

мощности. В дальнейшем термодинамические исследования циклов и схем ПГУ будут нами продолжены.

Таким образом, рассмотрен высокоэффективный (экономичный и экологичный) вариант организации термодинамического цикла и тепловой схемы газопаровой ГТУ (ГП ГТУ) профессора Д.Ж. Темирбаева. Он требует дальнейшего расчетно-теоретического изучения применительно к конкретным прикладным условиям промышленного и теплоэнергетического направлений, и может быть предметом серьезного перспективного научного поиска и инновационного проекта, особенно в бинарном сочетании с паровым циклом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Темирбаев Д.Ж. Оптимизация процессов горения, аэродинамики и теплообмена ПГУ. Материалы межвузовской научной конференции "Проблемы повышения эффективности и надежности системы теплоснабжения"- Самара: СГТУ, 1999, с.83-84.

[2] Д.Ж.Темирбаев, К.А.Токров. К парогазовой модернизации Жезказганской ТЭЦ. Материалы второй международной научно-технической конференции "Энергетика, телекоммуникации и высшее образование в современных условиях". Алматинский институт энергетике и связи, www.aipet.kz.

[3] 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.: Издательство МЭИ, 2002. – 584 с.

[4] Андрущенко А.И. Методика системных термодинамических исследований в теплоэнергетике.- Саратов: СГТУ, 1996.- 96 с.

[5] Перспективы совершенствования бинарной газопаровой установки по схеме ЦКТИ-ЛПИ / Л.В.Арсеньев, В.А.Зысин, И.И. Кириллов и др. // Энергомашиностроение. 1968. №7. С. 39 - 41.

[6] Масленников В.М., Штеренберг В.Я. Объединенный институт высоких температур РАН, г. Москва. Высокоэкономичная парогазовая установка для совместного производства электроэнергии и тепла. Журнал «Теплофизика высоких температур», 2011, том 49, выпуск 5, стр.777-781.

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫНДАҒЫ БУҒАЗДЫ ҚОНДЫРҒЫЛАРЫН ПАЙДАНАЛУ БОЛАШАҒЫ

А.М. Достияров, Г.М. Тютөбаева

Л.Н. Гумилев атындағы Еуразия Ұлттық Университеті, Астана қ.

ЖЭС – ын дамытылатын немесе қайта жаңғыртылатын экологиялық және техника-экономикалық көрсеткіштерін жоғарылату үшін бугазды және газтурбиналы қондырғылардың жұмыстық денесінің сығылу жұмысының

азаюының принципалды жылулық схемасы мен пайдалы жылумен шығар газдардағы ылғалды жарату ұсынылды.

Бугазды және газтурбиналы қондырғы циклының жану өнімдерінің адиабаталық процесі мен жану камерасының ағынды бөлігі мен газ турбиасының сулы және булы процесіне қатысты есебі қаралды.

PROSPECTS OF COMBINED CYCLE POWER PLANTS IN THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

A.M. Dostiyarov, G.M. Tyutebayeva

L.N. Gumilyov Eurasian Nation University, Astana

In order to improve technical, economic and environmental data of newly built or reconstructed HPP proposed the conceptual flow diagram of the thermal combined-cycle gas turbine unit with a decrease in the work of compression of the working substance and deep heat recovery and flue gas moisture. Considered the calculation of combined-cycle regenerative cycle gas turbine plant in view of the adiabatic process of mixing of combustion products with cooling of the turbine setting of the combustion chamber and gas turbine with water and steam vapor.
