

UDC 536.24

APPROXIMATE METHOD OF CALCULATING TEMPERATURE CHANGES IN A RADIAL RIB

Yu.V. Vidin, R.V. Kazakov

Siberian Federal University, Krasnoyarsk

The article introduces the approximate analytical method for calculating temperature distribution in varied cross section rib. Based on the recommended method one can carry out the upper and lower estimate of the temperature field. There is little difference between the upper and lower boundary values. The recommended method of analytical study of the defined problems is based on the principle of superposition. The original equation system is replaced with two independent ones; their solution is expressed by the known elementary functions. Engineering analysis of temperature distribution in a radial rib turns out to be rather simple and precise. The stated approach can be applied to study similar construction of ribbed surface in the case of its complex design at uniform and variable thickness.

Key words:

Radial rib, analytical approach, temperature field, thermal conductivity.

REFERENCES

1. Kern D., Kraus A. *Razvitye poverkhnosti teploobmena* (Extended surfaces of heat exchange). Moscow, Energiya, 1977. 461 p.
2. Kamke E. *Spravochnik po obyknovennym differentsial'nym uravneniyam* (Reference book on ordinary differential equations). Moscow, Nauka, 1976. 576 p.
3. Bronshteyn I.N., Semendyaev K.A. *Spravochnik po matematike* (Mathematics reference book). Moscow, Nauka, 1965. 608 p.
4. Vidin Yu.V., Kazakov R.V. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University*, 2011. 319, 4, pp. 29–31.

УДК 621.311.238:621.311.22

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАРОТУРБИННОГО ЦИКЛА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТРИНАРНЫХ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

Н.Н. Галашов, С.А. Цибульский

Томский политехнический университет

E-mail: gal@tpu.ru; s.tzibulsky@yandex.ru

Выбран профиль перспективной парогазовой установки тринарного цикла. Разработана математическая модель расчета показателей парогазовой установки тринарного цикла. Проведен анализ влияния основных параметров бинарного паротурбинного цикла с пароводяным и бутановым рабочими телами на КПД и мощность парогазовой установки с электроприводом и газотурбинным приводом насосов. Исследования показали, что на тринарной парогазовой установке с газотурбинной установкой SGT5–8000H можно получить КПД нетто выше 60 %. На увеличении КПД и мощности парогазовой установки положительно сказывается: увеличение начального давления пара; увеличение начальной температуры острого пара и пара промежуточного перегрева; снижение температуры конденсации хладона и температуры уходящих из котла-утилизатора газов, а также давления пара за цилиндром среднего давления. Замена электропривода насосов газотурбинным приводом позволяет повысить мощность нетто парогазовой установки примерно на 30 МВт и практически устранить расход электроэнергии на собственные нужды.

Ключевые слова:

Парогазовая установка, газотурбинная установка, газотурбинный двигатель, бинарный цикл, КПД брутто, КПД нетто.

Введение

В [1] определено, что генерирующие мощности, работающие на газе, к 2030 г. будут представлять собой в основном парогазовые установки (ПГУ) с коэффициентом полезного действия 53...55 %, газотурбинные установки или в необходимых случаях сочетание последних с котлом-утилизатором. ПГУ утилизационного типа в настоящее время являются наиболее совершенными теплоэнергетическими установками. Они достигли КПД нетто выше 60 %. По различным оценкам, в ближайшем будущем доля ПГУ в мировой генерации электроэнергии будет приближаться к 50 %. Поэтому ак-

туален поиск оптимальной структуры ПГУ и анализ эффективности их работы от определяющих параметров циклов.

Существенную роль в развитии ПГУ играет их первичный двигатель – газотурбинная установка (ГТУ). В последние годы главные мировые производители объявили о создании мощных энергетических ГТУ нового поколения для работы в составе ПГУ [2]: фирма «Сименс» испытала ГТУ мощностью 375 МВт с КПД 40 %; фирма «Мицубиси» разработала ГТУ мощностью 460 МВт с КПД 40 %; фирма «Дженерал электрик» разработала ГТУ мощностью 338 МВт с КПД выше 40 %. Все

представленные ГТУ выполнены по простому термодинамическому циклу. Температура отводимых газов этих ГТУ позволяет получить температуру острого пара перед паротурбинной установкой (ПТУ) до 600 °С.

Обзор создаваемых в настоящее время ПГУ показывает большое разнообразие типов используемых ГТУ, а также схем и параметров паротурбинной части ПГУ. Установки различаются по числу ГТУ (одна, две, три), числу контуров котлов-утилизаторов (КУ) (одно-, двух-, трехконтурные, а также с промежуточным перегревом пара и без него), типу их питания (последовательное и параллельное), наличию или отсутствию камер дожигания выхлопных газов ГТУ и т. д.

В настоящее время ПТУ в качестве рабочего тела используют воду и водяной пар. В последнее время как за рубежом, так и в России появился ряд научно-исследовательских работ, предлагающих использовать в качестве рабочего тела ПТУ низкокипящие вещества (НКВ) (аммиак, бутан, пропан, фреоны и т. д.), применение которых позволяет повысить КПД, упростить тепловую схему и уменьшить габариты установок. Кроме исследования работы ПТУ на одном рабочем веществе, появился ряд работ, предлагающих применение бинарного цикла, когда верхний цикл выполнен на высокотемпературном веществе, а нижний – на низкокипящем. Это позволяет уменьшить число выхлопов турбины, существенно сократить ее размеры и стоимость. При этом можно понизить температуру конденсации пара после турбины, и этим повысить КПД цикла. Причем конденсация НКВ происходит при давлениях выше атмосферного, что позволяет отказаться от системы воздухоотсасывающих устройств из конденсатора. Работы по применению бинарных циклов в ПТУ в СССР появились еще в 60-е гг. прошлого столетия [3], но открытие месторождений дешевого газа привело к свертыванию этих работ.

Для привода насосов, перекачивающих рабочее вещество в цикле, в настоящее время применяют электродвигатели или паровые турбины. В парогазовых установках, имеющих высокий КПД производства электроэнергии (до 60 % и выше), предпочтительнее применять электродвигатели, т. к. КПД паротурбинного привода не превышает 40 %. Но электродвигатели имеют предел по мощности (до 15 МВт), и требуется сложная система электропитания двигателей (система собственных нужд). В данной работе рассмотрен вопрос использования для привода насосов газотурбинных двигателей (ГТД), которые хотя и имеют не достаточно высокий КПД (30...45 %), но использование их уходящих высокотемпературных газов в цикле ПТУ позволяет иметь коэффициент использования теплоты топлива до 85 %. При этом затраты электроэнергии на собственные нужды мелких электропотребителей ПГУ составят не больше 0,2...0,3 %.

В России в последние годы также ведется работа по внедрению технологий применения НКВ для про-

изводства электроэнергии, и как показывает практика, уже на первых этапах возникает потребность в рекомендациях по проектированию на них теплоэнергетических установок. Требуются рекомендации по выбору и расчету параметров тепловых схем и циклов, выбору и определению характеристик основного и вспомогательного оборудования.

Целью данной работы является исследование тринарных ПГУ утилизационного типа с бинарным циклом ПТУ и применением для привода насосов газотурбинных двигателей. При этом верхний цикл ПТУ работает на воде и водяном паре, а нижний цикл – на низкокипящем веществе (хладоне).

Выбор профиля парогазовой установки

В настоящее время можно выделить две работы, характеризующие схемы работы ПГУ по тринарному циклу [4, 5]. В [4] верхний цикл ПТУ пароводяной, нижний бутановый. Пар для работы бутановой турбины получают в генераторе бутана за счет тепла конденсирующегося пара верхнего цикла. Недостатком этой схемы является то, что в пароводяном цикле не используется промежуточный перегрев пара, в результате чего в последних ступенях паровой турбины работает влажный пар, с дополнительными потерями энергии от влажности. При этом в бутановую турбину идет насыщенный пар с низкой температурой, что не позволяет получить высокий КПД нижнего цикла. Из бутановой турбины пар выходит перегретым, но этот перегрев не используется в схеме.

В [5] верхний цикл ПТУ работает на бензоле, а нижний – на бутане. Бензол использован для того, чтобы на выходе турбины иметь перегретый пар, что устраняет потери энергии от влажности и позволяет за счет рекуперации теплоты перегретого пара получить перегретый пар на входе бутановой турбины. В этой схеме для полезного снятия перегрева бутана, выходящего из турбины, использована рекуперация теплоты в пароохладителе. Главным недостатком этой схемы является то, что в верхнем цикле в качестве рабочего тела используется бензол – токсичное, канцерогенное, взрывоопасное вещество, самовоспламеняющееся при температуре 534 °С и замерзающее при температуре 5,5 °С.

К общим недостаткам обеих схем следует отнести то, что с циклом ГТУ связан только верхний цикл ПТУ, что не позволяет глубоко охлаждать газы в котле-утилизаторе для повышения его КПД.

На основе анализа рассмотренных схем была предложена схема тринарной ПГУ (рис. 1), в которой устранены приведенные недостатки.

Оборудование и параметры на рис. 1 представлены следующими обозначениями: ЦВД, ЦСД и ЦНД – цилиндры высокого, среднего и низкого давления турбины; ЭГ – электрический генератор; КУ – котел-утилизатор; ПЕ, ПП – первичный и промежуточный перегреватели пара; И – испарительные поверхности КУ; ЭК1, ЭК2 – экономайзе-

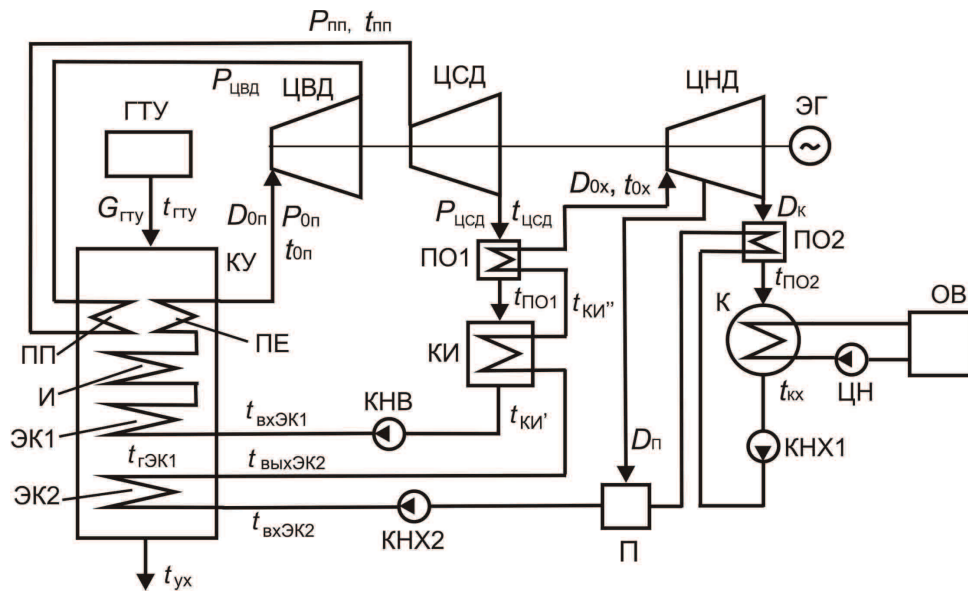


Рис. 1. Схема тринарной ПГУ

ры подогрева воды и хладона; ПО1, ПО2 – пароохладители после ЦСД и ЦНД; КИ – конденсатор-испаритель; К – конденсатор; ОВ – охладитель воды; КНВ, КНХ1, КНХ2 – конденсатные насосы воды и хладона; П – регенеративный подогреватель смешивающего типа; ЦН – циркуляционный насос; $G_{гту}, t_{гту}$ – расход и температура газа на выходе ГТУ; $D_{оп}, D_{ох}$ – расходы водяного пара и пара хладона; $D_{п}, D_{к}$ – расходы пара хладона в подогреватель и конденсатор; $P_{оп}, t_{оп}$ – давление и температура пара перед ЦВД; $P_{цвд}$ – давление пара после ЦВД; $P_{пш}, t_{пш}$ – давление и температура пара после промежуточного перегрева перед ЦСД; $P_{цсд}, t_{цсд}$ – давление и температура пара после ЦСД; $t_{по1}, t_{по2}$ – температура пара на выходе пароохладителей; $t_{ох}, t_{кх}$ – температура хладона перед ЦНД и в конденсаторе; $t'_{ки}$ – температура насыщения воды на выходе КИ; $t''_{ки}$ – температура насыщения пара хладона на выходе КИ; $t_{гэк1}$ – температура газов за ЭК1; $t_{вхэк1}, t_{вхэк2}$ – температура воды и хладона на входе в ЭК1 и ЭК2; $t_{выхэк2}$ – температура хладона на выходе ЭК2; $t_{ух}$ – температура уходящих из КУ газов.

Парогазовая установка работает следующим образом. Газы, образующиеся в результате работы ГТУ, с температурой $t_{гту}$ (550...625 °С) поступают в КУ, где в ЭК1 нагревают воду до кипения, в И превращают ее в насыщенный пар и в ПЕ перегревают пар до температуры на 20...25 °С ниже температуры газов, поступающих в КУ из ГТУ. Перегретый пар поступает в ЦВД турбины, где вырабатывает механическую мощность, после чего проходит через ПП, где за счет тепла газов нагревается до температуры на 20...25 °С ниже температуры газов, поступающих в КУ. Из ПП перегретый пар поступает в ЦСД, где вырабатывает механическую мощность, и при давлении выше атмосферного с температурой 150...215 °С уходит через ПО1 в КИ, где конденсируется. Образовавшийся конденсат насо-

сом КНВ сжимается до около- или сверхкритического давления и подается в ЭК1. Так замыкается пароводяной цикл. В КИ за счет тепла конденсирующегося пара нагревается и испаряется хладон, который затем перегревается в ПО1 и поступает в ЦНД турбины, где вырабатывает механическую мощность, и при давлении выше атмосферного через ПО2 уходит в К, в котором конденсируется. Образовавшийся конденсат насосом КНХ1 сжимается до необходимого давления и через ПО2 и ЭК2 подается в П, где подогревается паром из отбора ЦНД до температуры 60 °С, что необходимо для работы металла экономайзера без низкотемпературной коррозии, и насосом КНХ2 подается в КИ. Так замыкается цикл на хладоне. Передача тепла от газов к хладону в ЭК2 позволяет снизить температуру уходящих из КУ газов до 70...80 °С.

Математическая модель парогазовой установки

Для исследования влияния определяющих параметров верхнего и нижнего циклов ПГУ на КПД и мощность ПГУ была составлена математическая модель, которая реализована в виде программы в пакете электронных таблиц Excel на языке программирования Visual Basic.

Математическая модель представляет систему уравнений: расчета процессов расширения пара в цилиндрах турбины; процессов сжатия жидкости в насосах; а также материальных и энергетических балансов теплообменного оборудования.

В модели используются функции расчета основных термодинамических и ряда теплотехнических параметров воздуха и уходящих газов ГТУ и ГТД с учетом коэффициента избытка воздуха, а также функции расчета параметров ряда хладонов. Для расчета параметров воды и водяного пара использованы функции динамической библиотеки «WaterSteamPro» [6].

В качестве исходных данных в модели используются: $N_{ГТУ}$ – электрическая мощность ГТУ; $\eta_{ГТУ}$ – КПД ГТУ; $G_{ГТУ}$ и $t_{ГТУ}$ – расход и температура газа на выходе ГТУ; $\alpha_{ГТУ}$ – коэффициент избытка воздуха в уходящих газах ГТУ; $P_{0п}$, $t_{0п}$ – давление и температура пара перед ЦВД; $P_{пн}$, $t_{пн}$ – давление и температура пара после промежуточного перегревателя на входе ЦСД; $P_{цсд}$ – давление пара за ЦСД; kP_0 – коэффициент, учитывающий потери давления в регулируемых клапанах ЦВД; $\eta_{эм}$ – электромеханический КПД турбогенератора ПГУ; kP_n – коэффициент, учитывающий повышение давления в насосах воды и хладона; η_n – КПД насосов; $\theta_{ЭК1}$ – температурный напор на холодном конце ЭК1 между газами и входящей водой; η_n – КПД подогревателей; $\theta_{КИ}$ – температурный напор КИ; $kP_{пн}$ – коэффициент, учитывающий потери давления в ПП; $t_{кх}$ – температура хладона в конденсаторе; $kP_{по}$ – коэффициент, учитывающий потери давления в ПО1 и ПО2; $\eta_{оцсд}$, $\eta_{оцнд}$ – соответственно внутренний относительный КПД ЦСД и ЦНД; $\theta_{по}$ – остаточный перегрев пара на выходе ПО1 и ПО2 относительно температуры насыщения.

Расход теплоты, подведенной в камеру сгорания ГТУ при сжигании топлива, определяется как $Q_{кв} = N_{ГТУ} / \eta_{ГТУ}$.

При построении процесса расширения пара в турбине внутренний относительный КПД ЦВД определяется по формуле

$$\eta_{оцвд} = \left[0,92 - \left(\frac{0,2}{D_{0п} v_{ср}} \right) \right] \left[1 + \left(\frac{H_{оцвд} - 700}{20000} \right) \right],$$

где $D_{0п}$ – расход пара в ЦВД, кг/с; $v_{ср}$ – усредненный по входу и выходу в теоретическом процессе удельный объем пара в ЦВД, м³/кг; $H_{оцвд}$ – располагаемый теплоперепад ЦВД, кДж/кг.

Энтальпии газов в любой точке КУ определяют по температуре t_r и коэффициенту избытка воздуха $\alpha_{ГТУ}$, как $h_r = f(t_r, \alpha_{ГТУ})$.

Расход теплоты, подведенной в верхнем цикле от газов к воде и пару, определяется как $Q_{0п} = G_{ГТУ} (h_{ГТУ} - h_{гЭК1}) \eta_n$, где $h_{гЭК1} = h_{вхЭК1} + \theta_{ЭК1}$, где $h_{вхЭК1}$ – энтальпия воды на входе в ЭК1, определяется как сумма энтальпии насыщения воды на выходе из КИ и величины повышения энтальпии в процессе сжатия в насосе КНВ. Повышение энтальпии в насосе определяется как $\Delta h_{кнв} = \Delta P v / \eta_n$, где ΔP – напор насоса в кПа, v – усредненный по входу и выходу удельный объем воды.

Расход пара в ЦВД определяется как $D_{0п} = Q_{0п} / (h_{0п} - h_{вхЭК1} + h_{пн} - h_{цвд})$, где энтальпии пара на входе и выходе ЦВД определяются из действительного процесса расширения пара в турбине. Давление $P_{пн} = kP_{пн} P_{цвд}$. Электрическая мощность, выработанная в ЦВД и ЦСД, определяется как $N_{эцвд} = D_{0п} (h_{0п} - h_{цвд}) \eta_{эм}$, $N_{эцсд} = D_{0п} (h_{пн} - h_{цсд}) \eta_{эм}$. Суммарная электрическая мощность пароводяного цикла $N_{эп} = N_{эцвд} + N_{эцсд}$.

В нижнем цикле теплота к хладону подводится в ЭК2, КИ и ПО1. Расход теплоты, подведенной к

хладону, $Q_{0х} = D_{0х} (h_{0х} - h_{вхЭК2})$, где $D_{0х}$, $h_{0х}$ – расход и энтальпия хладона на входе ЦНД; $h_{вхЭК2}$ – энтальпия хладона на входе в ЭК2, определяется как сумма энтальпии хладона на выходе из подогревателя П и повышения энтальпии в насосе КНХ2.

Расход хладона в ЦНД определяется как $D_{0х} = Q_{КИ} / (h_{КИ}'' - h_{вхЭК2})$, где $Q_{КИ}$ – расход теплоты, подведенной в КИ от пара к хладону, определяется как $Q_{КИ} = D_{0п} (h_{по1} - h_{КИ}') \eta_n$, где $h_{КИ}'$ – энтальпия насыщения воды при давлении пара в КИ; $h_{КИ}''$ – энтальпия насыщения пара хладона при его давлении в КИ; $h_{вхЭК2}$ – энтальпия хладона на выходе ЭК2, определяется из теплового баланса ЭК2:

$$D_{0х} (h_{вхЭК2} - h_{вхЭК2}) = G_{ГТУ} (h_{гЭК1} - h_{гх}) \eta_n, \text{ где } h_{гх} = f(t_{гх}, \alpha_{ГТУ}).$$

Энтальпия хладона на входе ЦНД $h_{0х}$ определяется из теплового баланса ПО1: $D_{0п} (h_{цсд} - h_{по1}) \eta_n = D_{0х} (h_{0х} - h_{КИ}'')$, где $h_{по1}$ – энтальпия водяного пара на выходе ПО1.

Электрическая мощность, выработанная в ЦНД, определяется как $N_{эцнд} = D_{0х} (h_{0х} - h_{цнд}) \eta_{эм}$, где $h_{цнд}$ – энтальпия пара хладона на выходе ЦНД.

Суммарная электрическая мощность ПГУ $N_{ПГУ} = N_{ГТУ} + N_{эп} + N_{эцнд}$.

КПД брутто ПГУ $\eta_{ПГУ} = N_{ПГУ} / Q_{кв}$.

Мощности, затраченные на привод насосов в верхнем и нижнем циклах, определяются как $N_{кнв} = D_{0п} \Delta h_{кнв}$; $N_{кнх1} = D_{0п} \Delta h_{кнх1}$; $N_{кнх2} = D_{0п} \Delta h_{кнх2}$.

Для расчета мощности ЦН определяется расход охлаждающей воды через конденсатор по формуле $G_{ов} = Q_{к} / (4,19 \Delta t_k)$, где $Q_{к} = D_{0х} (h_{по2} - h_{к}')'$, где $h_{по2}$ – энтальпия пара хладона на выходе ПО2; $h_{к}'$ – энтальпия конденсата хладона при температуре $t_{кх}$; Δt_k – повышение температуры охлаждающей воды. Мощность ЦН определяется как $N_{цн} = G_{ов} \Delta h_{цн}$, где $\Delta h_{цн}$ – повышение энтальпии воды в ЦН.

Суммарная механическая мощность, затраченная на привод насосов, определяется как $N_n = N_{кнв} + N_{кнх1} + N_{кнх2} + N_{цн}$. Электрическая мощность, затраченная на привод насосов, определяется как $N_{эн} = N_n / \eta_{эн}$, где $\eta_{эн}$ – КПД электропривода, учитывающий потери энергии в электродвигателе и трансформаторе собственных нужд.

С учетом затрат электроэнергии на привод насосов отпускаемая от ПГУ электрическая мощность нетто составляет $N_{э,нетто} = N_{ПГУ} - N_{эн}$. КПД нетто ПГУ $\eta_{ПГУ,нетто} = N_{э,нетто} / Q_{кв}$.

Для расчета показателей ПГУ при замене электропривода насосов газотурбинными двигателями в модель введен дополнительный блок, который после предыдущего расчета по определенным мощностям насосов и заданным параметрам ГТД определяет расход теплоты от сожженного топлива в камерах сгорания $Q_{квГТД}$ и расход теплоты, внесенный в КУ уходящими газами ГТД. После чего в итерационном процессе производится пересчет системы уравнений модели.

В качестве исходных данных для этого блока используются: $\eta_{ГТД}$ – КПД ГТД; $t_{ГТД}$ – температура газа на выходе ГТД; $\alpha_{ГТД}$ – коэффициент избытка воздуха в уходящих газах ГТД.

Мощность ГТД $N_{ГТД} = N_n$. Расход теплоты в камере сгорания $Q_{кгГТД} = N_{ГТД} / \eta_{ГТД}$. Расход газов $G_{ГТД} = 1,25 Q_{кгГТД}$, где коэффициент 1,25 определен регрессионным анализом для ряда близких по мощности и параметрам выпускаемых заводами ГТД, которые можно использовать для привода насосов ПГУ. В модели принято, что уходящие газы ГТД поступают в КУ в точку с температурой, равной $t_{ГТД}$. В результате до этой точки в КУ идет расход газа $G_{ГТУ}$, а дальше $G_{ГТУ} + G_{ГТД}$.

Мощность ПГУ нетто с ГТД равна $N_{ПГУ}$. КПД ПГУ нетто с ГТД определяется как

$$\eta_{ПГУнеттоГТД} = N_{ПГУ} / (Q_{кс} + Q_{кгГТД}).$$

Анализ влияния основных параметров паротурбинной установки на КПД и мощность парогазовой установки

С помощью программы были проведены исследования влияния основных параметров ПТУ на КПД брутто и нетто и мощность ПГУ. Для анализа была выбрана ПГУ, выполненная на основе газотурбинной установки производства «Siemens» модели SGT5-8000H, которая на современном этапе развития энергетики является самой мощной и экономичной в мире. ГТУ SGT5-8000H имеет следующие характеристики: $N_{ГТУ} = 375$ МВт; $\eta_{ГТУ} = 40\%$; $G_r = 820$ кг/с; $t_r = 625$ °С; $\alpha_{ГТУ} = 2,5$. В качестве исходных параметров для циклов ПТУ приняты: $P_{он} = 24$ МПа; $t_{он} = 600$ °С; $t_{мп} = 600$ °С; $P_{мп} = 4,5$ МПа; $P_{цсд} = 0,125$ МПа; $t_{кх} = 20$ °С; $t_{yx} = 80$ °С. Эти параметры варьировались таким образом, чтобы соблюдались условия надежной работы ПГУ по допустимым температурным напорам поверхностей нагрева КУ и других теплообменников.

Также приняты: $kP_0 = 0,97$; $kP_n = 1,3$; $kP_{мп} = 0,95$; $kP_{цсд} = 0,95$; $\theta_{эки} = 10$ °С; $\theta_{ки} = 8$ °С; $\theta_{по} = 5$ °С; $\eta_n = 0,98$; $\eta_n = 0,8$; $\eta_{ам} = 0,97$; $\eta_{ан} = 0,95$; $\eta_{оцсд} = 0,92$; $\eta_{оцнд} = 0,87$; $\eta_{ГТД} = 0,30$; $t_{ГТД} = 460$ °С; $\alpha_{ГТД} = 3,5$.

При выборе хладона для нижнего цикла был проведен анализ свойств различных НКВ. При этом наилучшим по термодинамическим, технологическим и экологическим свойствам оказался бутан. Основным недостатком бутана является горючесть, но современные системы уплотнений позволяют предотвратить его утечки и воспламенение. В качестве примера можно привести систему водородного охлаждения электрических генераторов.

Результаты расчетов на основе приведенных выше исходных данных и использовании бутана в нижнем цикле представлены на рис. 2–6, где в позиции а приведены зависимости КПД ПГУ брутто и нетто, а в позиции б – мощности ПГУ $N_{э}$ брутто и нетто.

На рис. 2 видно, что увеличение $P_{он}$ повышает КПД и мощность ПГУ как без ГТД, так и с ними. Зависимости имеют слабовыраженный параболический характер. Причем КПД брутто изменяется сильнее, чем КПД нетто. Снижение $P_{он}$ с 24 до 18 МПа ведет к уменьшению КПД брутто на 0,35 %, а КПД нетто на 0,2 %, при этом мощность брутто снижается на 3 МВт, мощность нетто без ГТД – на 2 МВт, а мощность нетто с ГТД – на 4 МВт. Во всем диапазоне представленных давлений КПД нетто с электроприводом насосов выше 60 %.

Рис. 3 показывает, что повышение $t_{он}$ и $t_{мп}$ линейно увеличивает КПД и мощность ПГУ. Повышение этих температур на 10 °С увеличивает КПД на 0,1 %, а мощность на 1 МВт. КПД нетто с электроприводом насосов выше 60 % только при температурах острого пара и промежуточного перегрева выше 581 °С.

На рис. 4 видно, что по $P_{мп}$ имеется оптимум, при этом максимальный КПД брутто достигается при $P_{мп} = 0,5$ МПа, а максимальный КПД нетто – при $P_{мп} = 0,45$ МПа. Мощности ПГУ имеют слабовыраженный параболический характер, при изменении $P_{мп}$ от 3 до 6 МПа мощность изменяется в пределах 0,5 МВт.

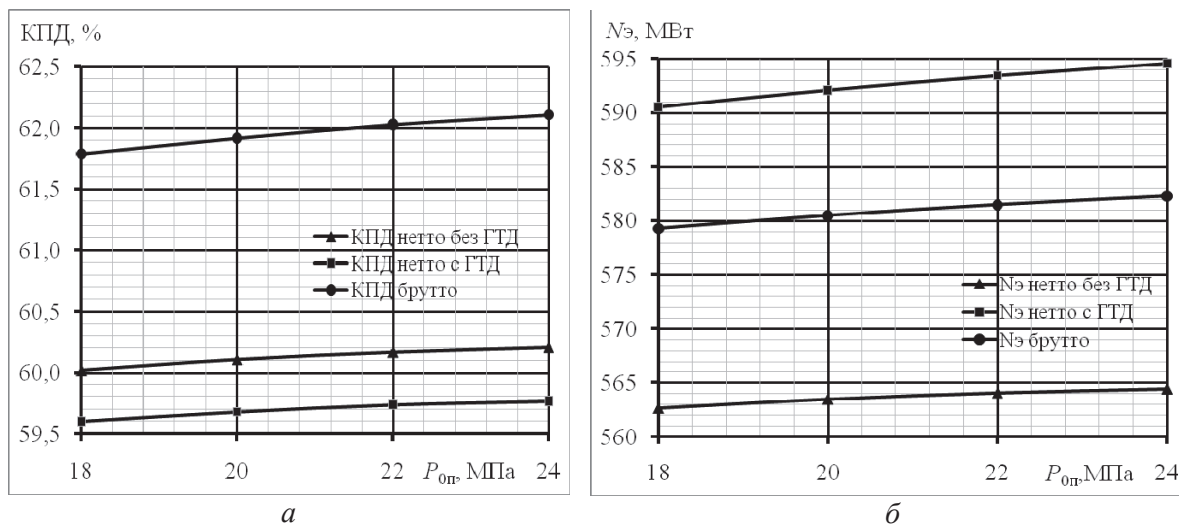


Рис. 2. Зависимость КПД (а) и мощности (б) ПГУ от давления острого пара

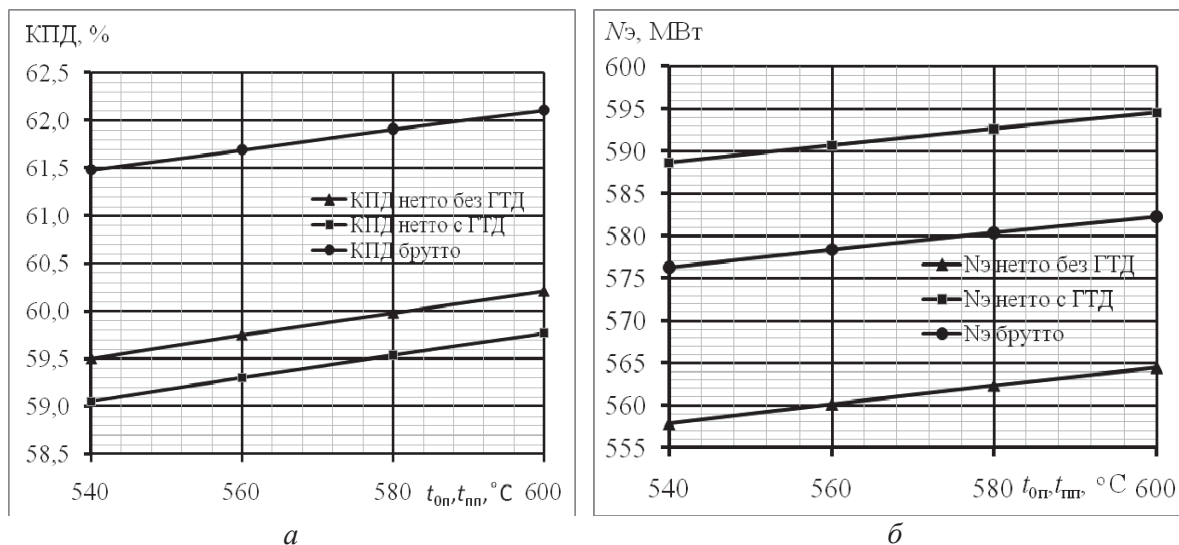


Рис. 3. Зависимость КПД (а) и мощности ПГУ (б) от температуры острого пара и промежуточного перегрева

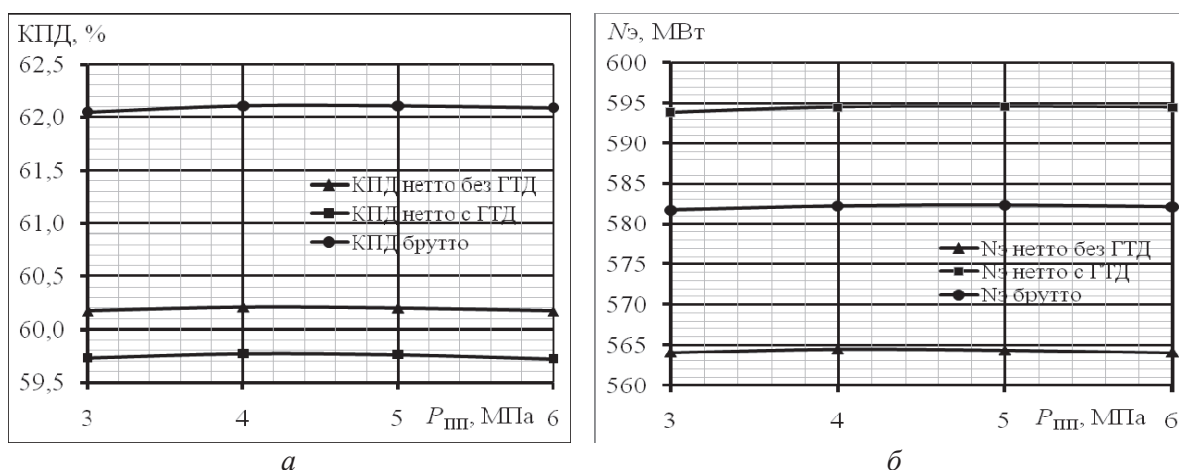


Рис. 4. Зависимость КПД нетто (а) и мощности (б) ПГУ от давления промежуточного перегрева пара

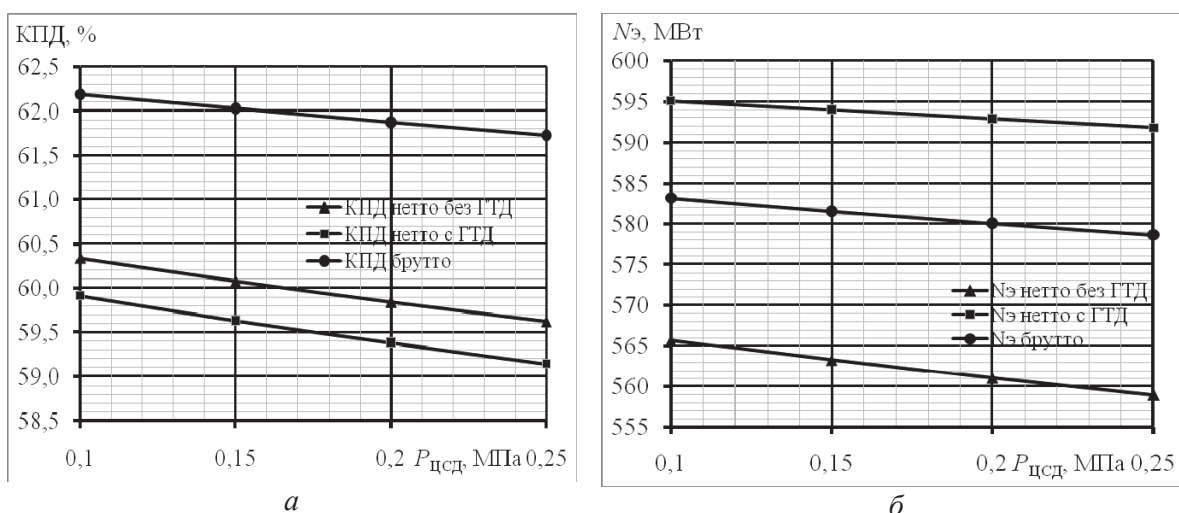


Рис. 5. Зависимость КПД (а) и мощности (б) ПГУ от давления пара за ЦСД

Рис. 5 показывает, что изменение $P_{\text{цсд}}$ линейно влияет на КПД и мощность ПГУ. Изменение $P_{\text{цсд}}$ на 0,1 МПа приводит к изменению КПД брутто на

0,25 %, а КПД нетто на 0,45 %. Мощность брутто изменяется на 3 МВт, мощность нетто без ГТД – на 4 МВт, а мощность нетто с ГТД – на 3 МВт. КПД

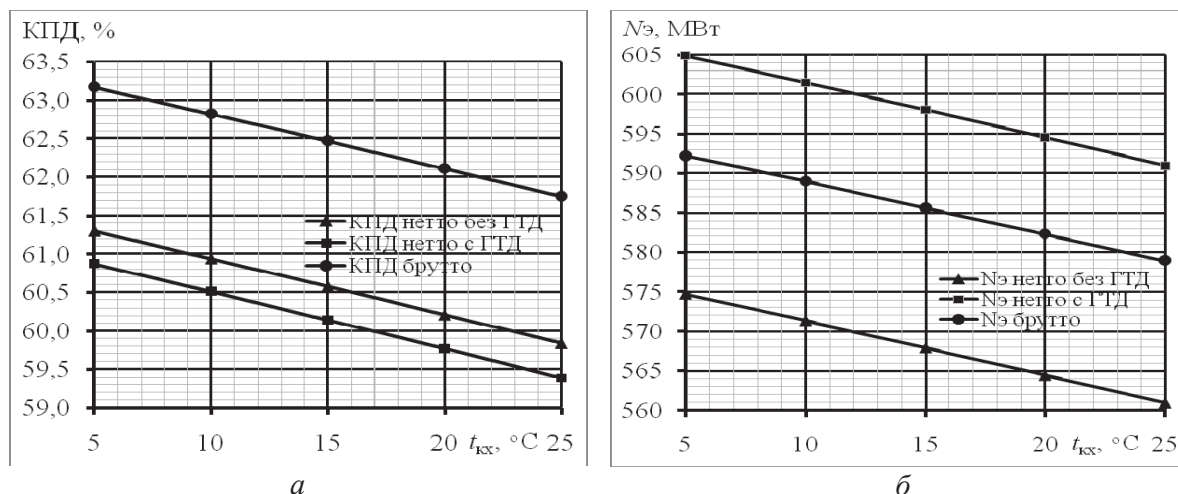


Рис. 6. Зависимость КПД (а) и мощности (б) ПГУ от температуры хладагона в конденсаторе

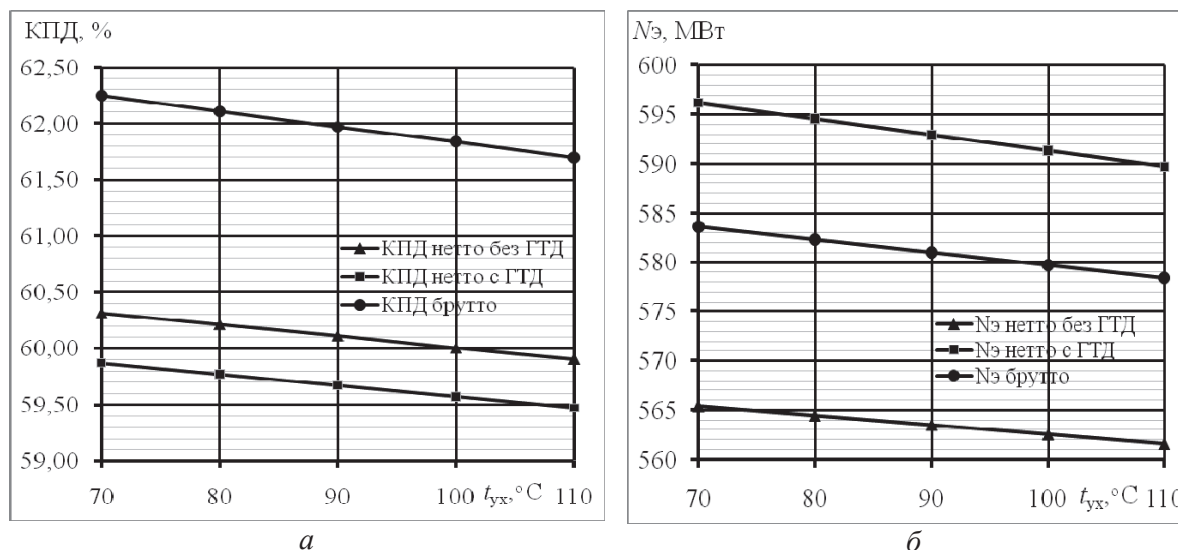


Рис. 7. Зависимость КПД (а) и мощности (б) ПГУ от температуры уходящих газов

нетто с электроприводом насосов выше 60 % достигается при давлении $P_{цсд}$ ниже 0,16 МПа.

Рис. 6 наглядно показывает, что снижение температуры конденсации бутана $t_{кк}$ в цикле ведет к существенному росту КПД и мощности ПГУ. Зависимости имеют линейный характер. Снижение $t_{кк}$ на 10 °C приводит к увеличению КПД на 0,7 %, а мощности на 7 МВт. При этом КПД нетто выше 60 % достигается при $t_{кк}$ ниже 23 °C при электрическом приводе насосов, а при приводе насосов с помощью ГТД – при $t_{кк}$ ниже 17 °C, если КПД ГТД равен 30 %.

На рис. 7 видно, что температура уходящих газов линейно влияет на КПД и мощность ПГУ. Снижение t_{yx} на 10 °C увеличивает КПД брутто на 0,15 % и КПД нетто на 0,1 %. При этом мощность брутто увеличивается на 1,2 МВт, мощность нетто с электроприводом насосов на 1 МВт и мощность нетто с приводом насосов ГТД на 1,5 МВт. КПД нетто с электроприводом насосов выше 60 % достигается при t_{yx} ниже 100 °C.

В результате исследований на модели были выявлены следующие особенности предложенной схемы ПГУ. Перегрев бутана в ПО1 не превышает 2...5 °C. Нагрев бутана в ПО2 не превышает 25 °C, поэтому требуется его подогрев до 60 °C перед вторым экономайзером в регенеративном подогревателе. При применении ГТД для привода насосов вместо электропривода схемы равноэкономичны по КПД нетто при КПД ГТД 37,5 %.

Выводы

1. Проведенные исследования показали, что на тринарной ПГУ с ГТУ SGT5–8000H можно получить КПД нетто выше 60 % при температуре конденсации хладагона ниже 23 °C с электрическим приводом насосов, а при приводе насосов с помощью ГТД – при $t_{кк}$ ниже 17 °C, если КПД ГТД равен 30 %.
2. На увеличении КПД и мощности ПГУ положительно сказывается: увеличение начального давления пара; увеличение начальной темпера-

туры острого пара и пара промежуточного перегрева; снижение температуры конденсации хладагента и температуры уходящих из котла-утилизатора газов, а также давления пара за ЦСД.

3. Замена электропривода насосов газотурбинным приводом позволяет повысить мощность нетто ПГУ примерно на 30 МВт и практически устранить расход электроэнергии на собствен-

ные нужды. При КПД ГТД больше 37,5 % КПД нетто ПГУ выше, чем у схемы с электроприводом насосов.

Работа выполнена в рамках ФЦП «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2007–2013 годы». Госконтракт № 14.516.11.0030 от 22 марта 2013 г.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Энергетическая Стратегия России на период до 2030 года: утверждена распоряжением Правительства РФ от 13 ноября 2009 г. // прил. к обществ.-дел. журн. «Энергетическая политика». – М.: ГУ ИЭС, 2010. – 185 с.
2. Ольховский Г.Г. Перспективные газотурбинные и парогазовые установки для энергетики (обзор) // Теплоэнергетика. – 2013. – № 2. – С. 3–12.
3. Канаев А.А., Копп И.З. Неводяные пары в энергомашиностроении. – Л.: Машиностроение, 1973, – 216 с.
4. Готовский М.А., Гринман М.И., Фомин В.А., Арефьев В.К., Григорьев А.А. Использование комбинированного пароводя-

ного и органического циклов Ренкина для повышения экономичности ГТУ и ДВС // Теплоэнергетика. – 2012. – № 3. – С. 56–61.

5. Гафуров А.М., Усков Д.А., Шубина А.С. Энергетическая установка на базе ГТУ НК-37 с двумя теплоутилизующими рабочими контурами // Энергетика Татарстана. – 2012. – № 3. – С. 35–41.
6. WaterSteamPro: URL: <http://www.wsp.ru/ru/> (дата обращения: 24.07.2013).

Поступила 24.07.2013 г.

UDC 621.311.238:621.311.22

ANALYSIS OF INFLUENCE OF STEAM-TURBINE CYCLE BASIC PARAMETERS ON THE EFFICIENCY OF TRIPLE COMBINED-CYCLE PLANTS

N.N. Galashov, S.A. Tsibulsky

Tomsk Polytechnic University

The profile of the advanced triple cycle steam-gas plant has been selected. The authors have developed the mathematical model for calculating the indicators of triple cycle steam-gas plant. The influence of the basic parameters of the binary steam-turbine cycle with steam-water and butane working bodies on the efficiency and capacity of a steam-gas plant with electric and gas turbine-driven pumps was analyzed. The investigations demonstrate that net efficiency above 60 % can be obtained on steam-gas plant with a gas-turbine installation SGT5–8000H. The increase of steam initial pressure, initial temperature of open steam and reheat steam; reduction condensation temperature of halocarbon and temperature of gases escaping a waste-heat boiler as well as steam intermediate pressure cylinder affect positively on increase of the efficiency and capacity of a steam-gas plant. The replacement of pump electric drive by a gas-turbine drive allows increasing a steam-gas plant net power by approximately 30 MW and nearly reducing auxiliary power.

Key words:

Steam-gas plant, gas-turbine installation, gas turbine, binary cycle, gross efficiency, net efficiency.

REFERENCES

1. *Energeticheskaya Strategiya Rossii na period do 2030 goda* (Energy Strategy of Russia). Approved by the Russian Federation Government, November 13, 2009. Application to the Journal «Energeticheskaya politika». Moscow, GU IES, 2010. 185 p.
2. Olkhovskiy G.G. *Teploenergetika*, 2013. 2, pp. 3–12.
3. Kanaev A.A., Kopp I.Z. *Nevodyanye pary v energomashinostroyeni* (Non-aqueous vapors in power-plant engineering). Leningrad, Mashinostroeniye, 1973. 216 p.
4. Gotovskiy M.A., Grinman M.I., Fomin V.A., Arefyev V.K., Grigoryev A.A. *Teploenergetika*, 2012. 3, pp. 56–61.
5. Gafurov A.M., Uskov D.A., Shubina A.S. *Energetika Tatarstana*, 2012. 3, pp. 35–41.
6. *WaterSteamPro*. Available at: <http://www.wsp.ru/ru/> (accessed 24 July 2013).