

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДЕТАНДЕР-КОМПРЕССОРНОЙ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

А.С. Стребков¹

asstr960@yandex.ru

А.В. Осипов¹

avo-turbo@mail.ru

С.В. Жавроцкий²

kamakura-edo@yandex.ru

¹Брянский государственный технический университет,
г. Брянск, Российская Федерация

²ООО «Руссэнерго», г. Брянск, Российская Федерация

Аннотация

Транспортирование природного газа осуществляется по сети магистральных газопроводов под высоким давлением, а процесс его потребления требует снижения давления газа, проводимого преимущественно в дроссельных устройствах. Для производства электроэнергии с помощью детандер-генераторных технологий можно использовать лишь часть располагаемого энергетического потенциала природного газа. В связи с этим задачи поиска путей повышения мощности и экономичности установок, использующих энергию избыточного давления природного газа, не теряют своей актуальности. Поставлена и решена задача разработки новой тепловой схемы комбинированной энергетической установки для замещения дроссельных регуляторов давления на газораспределительных станциях детандер-компрессорной газотурбинной установкой. Отличительной особенностью таких установок является замена газотурбинного привода воздушного компрессора его приводом от турбодетандера за счет использования энергии избыточного давления природного газа, в результате чего значительно увеличивается эффективный КПД установки и снижаются удельные топливно-энергетические затраты. Разработаны аналитические зависимости, связывающие режимные параметры детандер-компрессорной газотурбинной установки и ее выходные характеристики, позволившие сформировать методику расчета установки, основанную на апробированных способах расчета тепловых схем газотурбинной установки. Результаты выполненных

Ключевые слова

Турбодетандер, газотурбинная установка, термодинамический цикл, степень повышения давления, удельный расход условного топлива, эффективный КПД

расчетов показывают, что по сравнению с газотурбинными установками детандер-компрессорная газотурбинная установка имеет существенно более низкий удельный расход условного топлива и меньшее негативное влияние на окружающую среду

Поступила 19.12.2019

Принята 24.07.2020

© Автор(ы), 2021

Введение. Известно, что крупные потоки природного газа, транспортируемого по магистральным газопроводам высокого давления, обладают высоким силовым потенциалом, преобразование которого в электрическую энергию осуществляется в детандер-генераторных агрегатах (ДГА). Работа ДГА сопряжена с охлаждением потока газа (обычно существенно ниже $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$), поэтому возникает потребность в его предварительном подогреве. Температура предварительно подогреваемого природного газа зависит от степени снижения его давления в детандере. В работе [1] выполнен термодинамический анализ эффективности работы утилизационной турбодетандерной установки (УТДУ) и обоснована целесообразность ограничения предварительного подогрева топливного газа перед детандером условиями полной экологичности. В этом случае температура газового потока на выходе из детандера должна быть равна температуре газа до его подогрева перед детандером, т. е. температуре газа в магистральном газопроводе.

Анализ научно-технической литературы показывает, что интерес к поиску наиболее эффективных схем использования энергии избыточного давления природного газа до сих пор сохраняет свою актуальность. За последние два десятилетия появилось достаточно много научных работ, посвященных поиску наиболее эффективных способов подогрева потока природного газа перед его расширением в детандере. Исследовались возможности объединения ДГА с различными дополнительными агрегатами для эффективной утилизации энергии избыточного давления природного газа и улучшения технико-экономических показателей комплексной энергетической установки.

Значительное число научных работ, например [2–7], посвящено исследованию влияния включения ДГА в схемы тепловых электростанций (ТЭС) и сравнению различных способов подогрева природного газа по критерию достижения наибольшей тепловой экономичности ТЭС. В работе [4] приведены результаты применения ДГА, использующего энергию избыточного давления природного газа, в тепловой схеме ТЭС в целях экономии топлива и снижения теплового загрязнения окружающей среды. В работах [5–7] приведены критические оценки и недостатки

применения ДГА в тепловой схеме ТЭС. Исследование эффективности ДГА, объединенного в единую энергетическую установку с тепловым насосом (ТНУ), выполнено в работе [8]. При высокой эффективности такой установки ее полезная мощность снижается на величину мощности, отбираемой приводом компрессора ТНУ. Ряд работ посвящен исследованию эффективности применения ДГА в составе бестопливных установок на основе ТНУ, использующих возобновляемые источники энергии. Так, ветроэнергетическая установка исследована в [9], солнечная энергоустановка — в [10], тригенерационная установка — в [11]. Исследование эффективности ДГА на переменных режимах работы проведено в [12]. По результатам выполненных расчетов удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии ДГА в зависимости от режимов работы составил 160...220 г/(кВт·ч).

В большинстве работ в качестве полезной нагрузки ДГА выступает электрогенератор. В работе [13] рассматривается одновальная энергетическая газотурбинная установка (ГТУ) с турбодетандером. Объединением турбодетандера и газотурбинного двигателя в единую энергетическую установку достигают значительного потенциала повышения эффективности при частичной компенсации затрат мощности газовой турбины. Однако при подогреве газа перед турбодетандером теплота выхлопных газов газовой турбины используется нерационально [13]. Установка дополнительного теплообменника-утилизатора за турбодетандером перегружает тепловую схему установки и приводит к избыточному перегреву природного газа так, что температура на выходе из газораспределительной станции (ГРС) может повышаться на 50 °С относительно температуры газа на входе в ГРС. В этом случае нарушается условие полной экологичности и часть теплоты природного газа рассеивается в окружающую среду. Кроме того, на едином валу практически невозможно обеспечить оптимальные условия работы четырех агрегатов: турбодетандера, компрессора, газовой турбины и электрогенератора.

Цель работы — разработка тепловой схемы комбинированной энергетической установки для замещения дроссельных регуляторов давления на ГРС на основе синтеза детандер-генераторных и газотурбинных технологий, а также методики расчета ее параметров и выходных характеристик.

Тепловая схема предлагаемой установки и ее термодинамический цикл. В тепловой схеме двухвальной детандер-компрессорной ГТУ (ДКГТУ) [14] турбодетандер используется только для привода воздушного компрессора и полностью компенсирует собственные нужды ГТУ на производство

сжатого воздуха, а вся мощность силовой газовой турбины расходуется на выработку электроэнергии. Кроме того, отсутствие кинематической связи между воздушным компрессором и силовой газовой турбиной создает возможность работы обоих агрегатов с различными частотами вращения, при которых могут быть достигнуты их оптимальные внутренние КПД. Принципиальная схема ДКГТУ приведена на рис. 1.

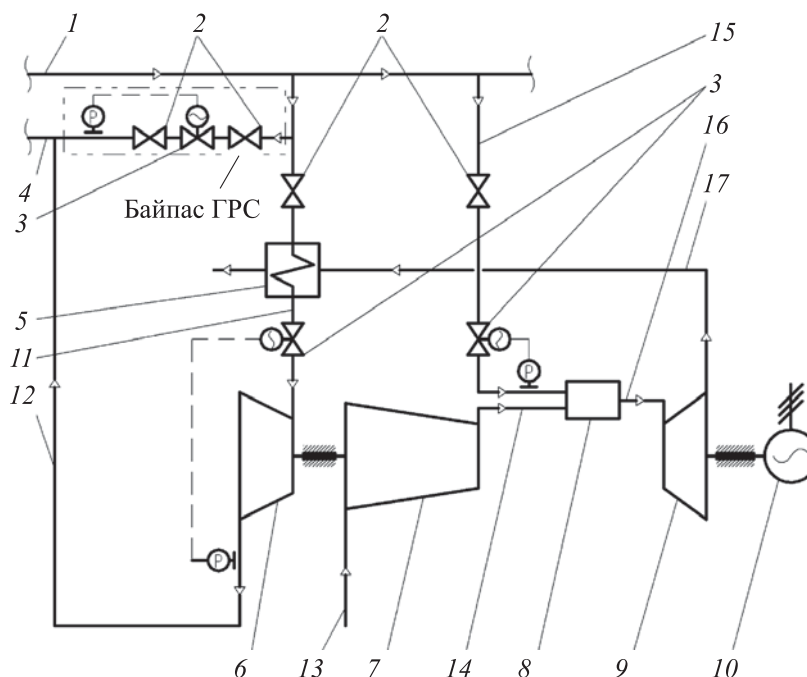


Рис. 1. Тепловая схема ДКГТУ:

1 — магистральный газопровод; 2 — запорная арматура; 3 — регуляторы давления природного газа; 4 — газопровод сниженного давления природного газа; 5 — теплообменник-утилизатор теплоты выхлопных газов; 6 — турбодетандер; 7 — воздушный компрессор; 8 — камера сгорания; 9 — силовая газовая турбина; 10 — электрогенератор; 11, 12 — входной и выходной газопроводы; 13, 14 — всасывающий и напорный воздухопроводы; 15 — газопровод к камере сгорания; 16 — трубопровод продуктов сгорания к газовой турбине; 17 — трубопровод выхлопных газов

Из магистрального газопровода 1 природный газ высокого давления поступает в турбодетандер 6, вращающий компрессор 7. Производимый сжатый воздух подается для подогрева в камеру сгорания 8. Продукты сгорания поступают на вход силовой газовой турбины 9, приводящей электрогенератор 10. Выхлопные газы из газовой турбины поступают в подогреватель природного газа. Природный газ после турбодетандера поступает в газопровод сниженного давления и направляется к потребителю.

В работе [1] отмечено, что обычно невозможно выполнить полноценный термодинамический анализ и определить эффективный КПД ДГА, поскольку он не образует тепловой двигатель с замкнутым циклом, а можно лишь оценить удельный расход топлива на единицу утилизационной мощности. Включение детандера в тепловую схему ГТУ при наличии замкнутого термодинамического цикла позволяет применить традиционный унифицированный метод термодинамического анализа. Представляет научный интерес термодинамический анализ эффективности цикла ДКГТУ в ситуации, когда теплота отходящих газов газовой турбины будет использована для подогрева топливного газа перед турбодетандером при соблюдении условия полной экологичности работы установки. На рис. 2 в $(T-S)$ -координатах приведена диаграмма рабочих процессов ДКГТУ.

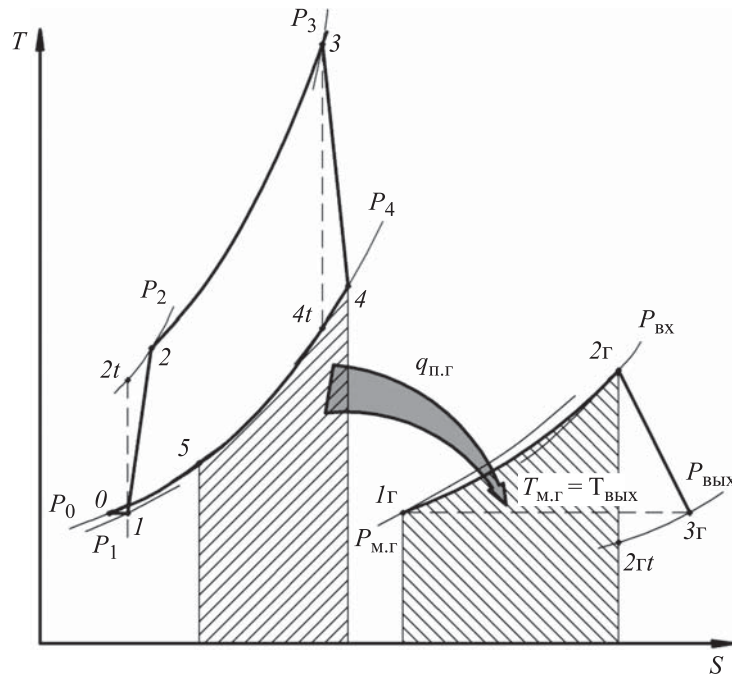


Рис. 2. Термодинамический цикл ДКГТУ, работающей с соблюдением условия полной экологичности ($T_{м.г} = T_{вых}$):

1Г–2Г — процесс подвода теплоты в подогревателе природного газа; 2Г–3Г — политропический процесс расширения потока природного газа в турбодетандере; 0–1 — процесс течения воздуха во входном устройстве; 1–2t — изоэнтروпийный процесс сжатия воздуха в компрессоре; 1–2 — политропический процесс сжатия воздуха в компрессоре; 2–3 — процесс подвода теплоты к рабочему телу в камере сгорания; 3–4t — изоэнтропийный процесс расширения рабочего тела в газовой турбине; 3–4 — политропический процесс расширения рабочего тела в газовой турбине; 4–5 — процесс отвода теплоты от продуктов сгорания в подогревателе природного газа; 5–0 — изобарный процесс отвода теплоты в окружающую среду

На ГРС, оборудованную ДКГТУ, расположенной параллельно дроселирующему устройству станции, природный газ поступает по магистральному газопроводу с давлением $P_{м.г}$ и температурой $T_{м.г}$. Поток газа, предварительно подогретый до температуры $T_{вх}$ в подогревателе газа, расширяется до давления $P_{вых}$ в газопроводе за ГРС. Процесс подогрева природного газа 1г–2г сопровождается снижением его давления вследствие гидравлического сопротивления подогревателя от значения $P_{м.г}$ до $P_{вх}$. Снижение давления природного газа в подогревателе можно оценить с помощью коэффициента потерь давления $\xi_{п.г}$, связывающего оба давления через выражение $P_{вх} = P_{м.г} (1 - \xi_{п.г})$. В процессе 2г–3г посредством срабатывания перепада давлений $\pi_{тд} = P_{вх} / P_{вых}$ происходит утилизация энергии избыточного давления природного газа. Заштрихованные области на рис. 2 под соответствующими изобарами представляют собой удельные количества теплоты, передающиеся от продуктов сгорания к природному газу, подогреваемому перед поступлением в турбодетандер ДКГТУ.

Методика расчета параметров и выходных характеристик ДКГТУ.

Далее приведена методика расчета параметров ДКГТУ без регенеративного подогрева воздуха с неохлаждаемой газовой турбиной (температуры, давления, расходы) и ее выходных характеристик (полезная мощность, удельный расход топлива на выработку электроэнергии, эффективный КПД).

Мощность турбодетандера определяется из выражения

$$N_{тд} = G_{г} c_{pг}^{cp} (T_{вх} - T_{вых}) \eta_{м.тд}, \quad (1)$$

где $G_{г}$ — массовый расход природного газа через турбодетандер; $c_{pг}^{cp} = f_1(T_{г}, p_{г})$ — средняя удельная теплоемкость природного газа в процессе расширения в турбодетандере; $T_{вх}$ — температура природного газа на входе в турбодетандер; $T_{вых}$ — температура природного газа в конце процесса расширения в турбодетандере; $\eta_{м.тд}$ — механический КПД турбодетандера.

Изоэнтروпийный процесс расширения газа характеризуется соотношением

$$T_{выхт} = T_{вх} \pi_{тд}^{-m_{г}}, \quad (2)$$

где $T_{выхт}$ — температура природного газа в конце процесса изоэнтропийного расширения; $m_{г} = (k_{г} - 1) / k_{г}$ — показатель степени, $k_{г}$ — коэффициент изоэнтропы природного газа.

Внутренний КПД турбодетандера $\eta_{0i_{тд}}$ определяется выражением (см. рис. 2):

$$\eta_{0i_{тд}} = (h_{2г} - h_{3г}) / (h_{2г} - h_{2гt}) \approx (T_{вх} - T_{вых}) / (T_{вх} - T_{выхt}). \quad (3)$$

Если ввести обозначение $X = \pi_{тд}^{-m_{г}}$, то температура газа перед турбодетандером с учетом формул (2) и (3) находится из выражения

$$T_{вх} = T_{вых} / [1 - \eta_{0i_{тд}} (1 - \pi_{тд}^{-m_{г}})] = T_{вых} / [1 - \eta_{0i_{тд}} (1 - X)], \quad (4)$$

с учетом выражений (1) и (4) мощность турбодетандера составит

$$N_{тд} = G_{г} c_{pг}^{cp} T_{вых} (1 - X) \eta_{0i_{тд}} \eta_{м.тд} / [1 - \eta_{0i_{тд}} (1 - X)]. \quad (5)$$

Внутренняя мощность компрессора с учетом (5) определяется из выражения

$$N_{к} = G_{к} c_{pв}^{cp} (T_2 - T_1), \quad (6)$$

где $G_{к}$ — массовый расход воздуха через компрессор; $c_{pв}^{cp} = f_2(T_в, p_в)$ — средняя удельная теплоемкость воздуха в процессе сжатия в компрессоре; $T_1 = T_{атм}$ — температура воздуха в начале процесса сжатия принимается равной температуре атмосферного воздуха; T_2 — температура воздуха в конце сжатия за компрессором.

Изоэнтروпийный процесс сжатия воздуха характеризуется соотношением

$$T_{2t} = T_{атм} \pi_{к}^{m_{в}}, \quad (7)$$

где T_{2t} — температура воздуха в конце процесса изоэнтропийного сжатия в компрессоре; $m_{в} = (k_{в} - 1) / k_{в}$ — показатель степени; $k_{в}$ — коэффициент изоэнтропы воздуха; $\pi_{к} = P_2 / P_1$ — степень повышения давления воздуха; P_2 — давление воздуха в конце процесса сжатия; P_1 — давление воздуха в начале процесса сжатия, связанное с атмосферным давлением $P_{атм}$ коэффициентом потерь давления во всасывающей линии $\xi_{вс}$ компрессора зависимостью $P_1 = P_{атм} (1 - \xi_{вс})$. Тогда давление воздуха за компрессором составит

$$P_2 = P_1 \pi_{к} = P_{атм} (1 - \xi_{вс}) \pi_{к}.$$

Внутренний КПД компрессора $\eta_{0i_{к}}$ определяется выражением (см. рис. 2)

$$\eta_{0i_{к}} = (h_{2t} - h_1) / (h_2 - h_1) \approx (T_{2t} - T_{атм}) / (T_2 - T_{атм}). \quad (8)$$

Если ввести обозначение $Y = \pi_{к}^{m_{в}}$, то температура воздуха за компрессором с учетом формул (7) и (8) находится из выражения

$$T_2 = T_{\text{атм}} \left(\pi_{\text{к}}^{m_{\text{в}}} - 1 + \eta_{0i_{\text{к}}} \right) / \eta_{0i_{\text{к}}} = T_{\text{атм}} \left[(Y - 1) / \eta_{0i_{\text{к}}} + 1 \right], \quad (9)$$

с учетом выражений (6) и (9) внутренняя мощность компрессора составит

$$N_{\text{к}} = G_{\text{к}} c_{\text{рв}}^{\text{сп}} T_{\text{атм}} (Y - 1) / \eta_{0i_{\text{к}}}. \quad (10)$$

В сложившейся практике расчетов тепловых схем ГТУ [15] мощность установки определяется разностью удельной работы газовой турбины и удельной работы, затрачиваемой на привод воздушного компрессора, а также относительно произвольно выбираемой производительностью компрессора. Жесткая взаимосвязь между степенью повышения давления в установке и расходом воздуха через компрессор при этом отсутствует. В ДКГТУ, напротив, такая взаимообусловленность между удельной работой компрессора и его производительностью имеется. При фиксированной мощности турбодетандера с ростом $\pi_{\text{к}}$ удельная работа компрессора увеличивается, а расход производимого компрессором воздуха сокращается, что существенно влияет на результаты дальнейшего анализа энергетической эффективности ДКГТУ.

Поскольку воздушный компрессор ДКГТУ приводится турбодетандером, справедливо равенство $N_{\text{к}} = N_{\text{тд}} \eta_{\text{м.к}}$, которое с учетом выражений (5) и (10) имеет вид

$$\begin{aligned} G_{\text{т}} c_{\text{рГ}}^{\text{сп}} T_{\text{вых}} (1 - X) \eta_{0i_{\text{тд}}} \eta_{\text{м.тд}} \eta_{\text{м.к}} / \left[1 - \eta_{0i_{\text{тд}}} (1 - X) \right] = \\ = G_{\text{к}} c_{\text{рв}}^{\text{сп}} T_{\text{атм}} (Y - 1) / \eta_{0i_{\text{к}}}, \end{aligned} \quad (11)$$

где $\eta_{\text{м.к}}$ — механический КПД компрессора.

Из уравнения (11) можно выразить расход воздуха через компрессор

$$G_{\text{к}} = G_{\text{т}} \frac{c_{\text{рГ}}^{\text{сп}} T_{\text{вых}}}{c_{\text{рв}}^{\text{сп}} T_{\text{атм}}} \frac{\eta_{0i_{\text{тд}}} \eta_{0i_{\text{к}}} \eta_{\text{м.тд}} \eta_{\text{м.к}} (1 - X)}{1 - \eta_{0i_{\text{тд}}} (1 - X) (Y - 1)}. \quad (12)$$

Массовый расход газов через газовую турбину с учетом выражения (12) имеет вид

$$G_{\text{г.т}} = G_{\text{к}} (1 + g_{\text{топ}}) = G_{\text{т}} (1 + g_{\text{топ}}) \frac{c_{\text{рГ}}^{\text{сп}} T_{\text{вых}}}{c_{\text{рв}}^{\text{сп}} T_{\text{атм}}} \frac{\eta_{0i_{\text{тд}}} \eta_{0i_{\text{к}}} \eta_{\text{м.тд}} \eta_{\text{м.к}} (1 - X)}{1 - \eta_{0i_{\text{тд}}} (1 - X) (Y - 1)}, \quad (13)$$

где $g_{\text{топ}} = G_{\text{топ}} / G_{\text{к}}$ — расход топлива в камере сгорания, отнесенный к расходу воздуха через компрессор.

Мощность газовой турбины определяется из выражения

$$N_{\text{г.т}} = G_{\text{г.т}} c_{\text{рГ.т}}^{\text{сп}} (T_3 - T_4) \eta_{\text{м.г.т}}, \quad (14)$$

где $c_{p_{г.т}}^{cp} = f_3(T_{г.т}, p_{г.т})$ — средняя удельная теплоемкость газов (продуктов сгорания) в процессе расширения в газовой турбине; T_3 — температура газов на входе в газовую турбину; T_4 — температура газов в конце процесса расширения; $\eta_{м.г.т}$ — механический КПД газовой турбины.

Изоэнтروпийный процесс расширения газов будет характеризоваться соотношением

$$T_{4t} = T_3 \pi_{г.т}^{-m_{г.т}}, \quad (15)$$

где T_{4t} — температура газов в конце процесса изоэнтропийного расширения; $m_{г.т} = (k_{г.т} - 1) / k_{г.т}$ — показатель степени; $k_{г.т}$ — коэффициент изоэнтропы газов; $\pi_{г.т} = P_3 / P_4$ — степень понижения давления газов; P_4 и P_3 — давление газов в конце и начале процесса расширения.

Давление газов в начале процесса расширения определяется по выражению

$$P_3 = P_2 (1 - \xi_{к.с}) = P_{атм} (1 - \xi_{вс}) (1 - \xi_{к.с}) \pi_{к},$$

где $\xi_{к.с}$ — коэффициент потерь давления в камере сгорания.

Давление газов в конце процесса расширения определяется из выражения

$$P_4 = P_{атм} (1 + \xi_{г.т}),$$

где $\xi_{г.т}$ — коэффициент потерь давления в тракте продуктов сгорания за газовой турбиной.

Степень понижения давления газов в газовой турбине

$$\pi_{г.т} = \pi_{к} (1 - \xi_{вс}) (1 - \xi_{к.с}) / (1 + \xi_{г.т}).$$

Внутренний КПД газовой турбины $\eta_{oi_{тд}}$ определяется выражением (см. рис. 2):

$$\eta_{oi_{тд}} = (h_3 - h_4) / (h_3 - h_{4t}) \approx (T_3 - T_4) / (T_3 - T_{4t}). \quad (16)$$

Если ввести обозначение $Z = \pi_{г.т}^{-m_{г.т}}$, то температура газов перед газовой турбиной с учетом формул (15) и (16) находится из выражения

$$T_3 = T_4 / [1 - \eta_{oi_{г.т}} (1 - \pi_{г.т}^{-m_{г.т}})] = T_4 / [1 - \eta_{oi_{г.т}} (1 - Z)]. \quad (17)$$

Температуру T_4 выразим из уравнения теплового баланса подогревателя газа

$$G_{г} c'_{p_{г}} (T_{вх} - T_{м.г}) = G_{г.т} c'_{p_{г.т}} (T_4 - T_{выхл}), \quad (18)$$

где $c'_{p_{г}} = f'_1(T_{г}, p_{г})$ — средняя удельная теплоемкость природного газа в процессе его подогрева в подогревателе природного газа; $c'_{p_{г.т}} =$

$= f'_3(T_{Г.Т}, p_{Г.Т})$ — средняя удельная теплоемкость продуктов сгорания в процессе их охлаждения в подогревателе природного газа; $T_{М.Г} = T_{ВЫХ}$ — температура природного газа в магистральном газопроводе, равная по условию полной экологичности температуре газа за турбодетандером; $T_{ВЫХЛ}$ — температура выхлопных газов.

Следовательно, с учетом формул (4), (13) и (18) после сокращений получаем

$$T_4 = T_{ВЫХЛ} + T_{АТМ} \frac{c'_{pГ} c_{pВ}^{cp}}{c'_{pГ.Т} c_{pГ}^{cp}} \frac{(Y-1)}{(1+g_{ТОП}) \eta_{0iК} \eta_{М.ТД} \eta_{М.К}}. \quad (19)$$

Выражение для температуры T_3 с учетом (17) и (19) примет вид

$$T_3 = \left\{ T_{ВЫХЛ} + T_{АТМ} \frac{c'_{pГ} c_{pВ}^{cp}}{c'_{pГ.Т} c_{pГ}^{cp}} \frac{(Y-1)}{(1+g_{ТОП}) \eta_{0iК} \eta_{М.ТД} \eta_{М.К}} \right\} \frac{1}{1 - \eta_{0iГ.Т} (1-Z)}. \quad (20)$$

Мощность газовой турбины с учетом (13), (14), (19) и (20) составит

$$N_{Г.Т} = G_{Г.Т} c_{pГ.Т}^{cp} \left[\frac{T_{ВЫХЛ} (1+g_{ТОП}) c_{pГ}^{cp} T_{ВЫХ} \eta_{0iТД} \eta_{0iК} \eta_{М.ТД} \eta_{М.К} (1-X)}{c_{pВ}^{cp} T_{АТМ} [1 - \eta_{0iТД} (1-X)] (Y-1)} + \frac{T_{ВЫХ} c'_{pГ} \eta_{0iТД} (1-X)}{c'_{pГ.Т} [1 - \eta_{0iТД} (1-X)]} \right] \frac{\eta_{0iГ.Т} \eta_{М.Г.Т} (1-Z)}{1 - \eta_{0iГ.Т} (1-Z)}. \quad (21)$$

Массовый расход топливного газа $G_{ТОП}$, сжигаемого в камере сгорания, находится из уравнения ее теплового баланса:

$$G_{ТОП} \left(Q_p^H \eta_{К.С} + c_{pГ}^{(T_{ТОП})} T_{ТОП} \right) + G_{К} c_{pВ}^{(T_2)} T_2 = G_{Г.Т} c_{pГ.Т}^{(T_3)} T_3, \quad (22)$$

где Q_p^H — теплота сгорания природного газа; $\eta_{К.С}$ — КПД камеры сгорания; $T_{ТОП}$ — температура топливного газа, поступающего в камеру сгорания; $c_{pГ}^{(T_{ТОП})} = f_1''(T_{Г}, p_{Г})$, $c_{pВ}^{(T_2)} = f_2''(T_{В}, p_{В})$, $c_{pГ.Т}^{(T_3)} = f_3''(T_{Г.Т}, p_{Г.Т})$ — удельные теплоемкости топливного газа, воздуха и продуктов сгорания соответственно на входе в камеру сгорания, за компрессором и на входе в газовую турбину, взятые по их термодинамическим параметрам в данных точках тепловой схемы установки.

С учетом выражений (9), (12) и (20) уравнение (22) преобразуется к виду

$$G_{ТОП} = G_{Г} \frac{c_{pГ}^{cp}}{c_{pВ}^{cp}} \frac{T_{ВЫХ}}{T_{АТМ}} \frac{\eta_{0iТД} \eta_{0iК} \eta_{М.ТД} \eta_{М.К} (1-X)}{1 - \eta_{0iТД} (1-X)} \frac{1}{(Y-1)} \times$$

$$\begin{aligned} & \times \left[c_{p_{г.т}}^{(T_3)} \left\{ T_{\text{ВЫХЛ}} + T_{\text{АТМ}} \frac{c'_{p_{г.т}} c_{p_{в}}^{\text{CP}}}{c'_{p_{г.т}} c_{p_{г}}^{\text{CP}}} \frac{(Y-1)}{(1+g_{\text{ТОП}})\eta_{0iк}\eta_{\text{М.ТД}}\eta_{\text{М.К}}} \right\} \times \right. \\ & \times \frac{1}{1-\eta_{0i_{г.т}}(1-Z)} - c_{p_{в}}^{(T_2)} T_{\text{АТМ}} \left(\frac{Y-1}{\eta_{0iк}} + 1 \right) \left. \right] \left[Q_p^H \eta_{к.с} + c_{p_{г}}^{(T_{\text{ТОП}})} T_{\text{ТОП}} - c_{p_{г.т}}^{(T_3)} \times \right. \\ & \times \left. \left\{ T_{\text{ВЫХЛ}} + T_{\text{АТМ}} \frac{c'_{p_{г.т}} c_{p_{в}}^{\text{CP}}}{c'_{p_{г.т}} c_{p_{г}}^{\text{CP}}} \frac{(Y-1)}{(1+g_{\text{ТОП}})\eta_{0iк}\eta_{\text{М.ТД}}\eta_{\text{М.К}}} \right\} \frac{1}{1-\eta_{0i_{г.т}}(1-Z)} \right]^{-1}. \quad (23) \end{aligned}$$

После расчета по формуле (23) величины $G_{\text{ТОП}}$ необходимо уточнять принятое ранее значение коэффициента $g_{\text{ТОП}}$ с помощью метода последовательных приближений.

Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания $\alpha_{к.с} = G_{к} / (G_{\text{ТОП}} L_0)$, где L_0 — стехиометрический коэффициент топлива. С учетом формул (12) и (23) коэффициент определяется выражением

$$\begin{aligned} \alpha_{к.с} &= \frac{1}{L_0} \left[Q_p^H \eta_{к.с} + c_{p_{г}}^{(T_{\text{ТОП}})} T_{\text{ТОП}} - c_{p_{г.т}}^{(T_3)} \times \right. \\ & \times \left. \left\{ T_{\text{ВЫХЛ}} + T_{\text{АТМ}} \frac{c'_{p_{г.т}} c_{p_{в}}^{\text{CP}}}{c'_{p_{г.т}} c_{p_{г}}^{\text{CP}}} \frac{(Y-1)}{(1+g_{\text{ТОП}})\eta_{0iк}\eta_{\text{М.ТД}}\eta_{\text{М.К}}} \right\} \frac{1}{1-\eta_{0i_{г.т}}(1-Z)} \right] \times \\ & \times \left[c_{p_{г.т}}^{(T_3)} \left\{ T_{\text{ВЫХЛ}} + T_{\text{АТМ}} \frac{c'_{p_{г.т}} c_{p_{в}}^{\text{CP}}}{c'_{p_{г.т}} c_{p_{г}}^{\text{CP}}} \frac{(Y-1)}{(1+g_{\text{ТОП}})\eta_{0iк}\eta_{\text{М.ТД}}\eta_{\text{М.К}}} \right\} \times \right. \\ & \times \left. \frac{1}{1-\eta_{0i_{г.т}}(1-Z)} - c_{p_{в}}^{(T_2)} T_{\text{АТМ}} \left(\frac{Y-1}{\eta_{0iк}} + 1 \right) \right]^{-1}. \quad (24) \end{aligned}$$

Удельный расход условного топлива ДКГТУ определяется по выражению

$$b_{y.т} = 3600 (G_{\text{ТОП}} / N_{г.т}) (Q_p^H / Q_{y.т}),$$

которое с учетом формул (14), (17) и (23) примет вид

$$\begin{aligned} b_{y.т} &= \frac{3600 Q_p^H}{Q_{г.т} c_{p_{г.т}}^{\text{CP}} (1+g_{\text{ТОП}})(1-Z)\eta_{0i_{г.т}}\eta_{\text{М.Г.Т}}} \times \\ & \times \left[T_{\text{ВЫХЛ}} + T_{\text{АТМ}} \frac{c'_{p_{г.т}} c_{p_{в}}^{\text{CP}}}{c'_{p_{г.т}} c_{p_{г}}^{\text{CP}}} \frac{(Y-1)}{(1+g_{\text{ТОП}})\eta_{0iк}\eta_{\text{М.ТД}}\eta_{\text{М.К}}} \right]^{-1} \times \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \times \left[c_{p_{г.т}}^{(T_3)} \left\{ T_{\text{ВЫХЛ}} + T_{\text{АТМ}} \frac{c'_{p_{г}} c_{p_{в}}^{\text{CP}}}{c'_{p_{г.т}} c_{p_{г}}^{\text{CP}}} \frac{(Y-1)}{(1+g_{\text{ТОП}}) \eta_{0i_{к}} \eta_{\text{М.ТД}} \eta_{\text{М.К}}} \right\} \times \right. \\
 & \quad \times \left. \frac{1}{1-\eta_{0i_{г.т}}(1-Z)} - c_{p_{в}}^{(T_2)} T_{\text{АТМ}} \left(\frac{Y-1}{\eta_{0i_{к}}} + 1 \right) \right] \times \\
 & \quad \times \left[Q_p^{\text{H}} \eta_{\text{к.с}} + c_{p_{г}}^{(T_{\text{ТОП}})} T_{\text{ТОП}} - c_{p_{г.т}}^{(T_3)} \times \right. \\
 & \left. \times \left\{ T_{\text{ВЫХЛ}} + T_{\text{АТМ}} \frac{c'_{p_{г}} c_{p_{в}}^{\text{CP}}}{c'_{p_{г.т}} c_{p_{г}}^{\text{CP}}} \frac{(Y-1)}{(1+g_{\text{ТОП}}) \eta_{0i_{к}} \eta_{\text{М.ТД}} \eta_{\text{М.К}}} \right\} \frac{1}{1-\eta_{0i_{к}}(1-Z)} \right], \quad (25)
 \end{aligned}$$

где $Q_{y.t}$ — теплота сгорания условного топлива.

Эффективный КПД ДКГТУ определяется как

$$\begin{aligned}
 \eta_e &= \frac{3600}{b_{y.t} Q_{y.t}} = \frac{1}{Q_p^{\text{H}}} \frac{c_{p_{г.т}}^{\text{CP}} (1+g_{\text{ТОП}}) (1-Z) \eta_{0i_{г.т}} \eta_{\text{М.Г.Т}}}{1-\eta_{0i_{г.т}}(1-Z)} \times \\
 & \times \left[T_{\text{ВЫХЛ}} + T_{\text{АТМ}} \frac{c'_{p_{г}} c_{p_{в}}^{\text{CP}}}{c'_{p_{г.т}} c_{p_{г}}^{\text{CP}}} \frac{(Y-1)}{(1+g_{\text{ТОП}}) \eta_{0i_{к}} \eta_{\text{М.ТД}} \eta_{\text{М.К}}} \right] \times \\
 & \times \left[c_{p_{г.т}}^{(T_3)} \left\{ T_{\text{ВЫХЛ}} + T_{\text{АТМ}} \frac{c'_{p_{г}} c_{p_{в}}^{\text{CP}}}{c'_{p_{г.т}} c_{p_{г}}^{\text{CP}}} \frac{(Y-1)}{(1+g_{\text{ТОП}}) \eta_{0i_{к}} \eta_{\text{М.ТД}} \eta_{\text{М.К}}} \right\} \times \right. \\
 & \quad \times \left. \frac{1}{1-\eta_{0i_{г.т}}(1-Z)} - c_{p_{в}}^{(T_2)} T_{\text{АТМ}} \left(\frac{Y-1}{\eta_{0i_{к}}} + 1 \right) \right]^{-1} \times \\
 & \quad \times \left[Q_p^{\text{H}} \eta_{\text{к.с}} + c_{p_{г}}^{(T_{\text{ТОП}})} T_{\text{ТОП}} - c_{p_{г.т}}^{(T_3)} \times \right. \\
 & \left. \times \left\{ T_{\text{ВЫХЛ}} + T_{\text{АТМ}} \frac{c'_{p_{г}} c_{p_{в}}^{\text{CP}}}{c'_{p_{г.т}} c_{p_{г}}^{\text{CP}}} \frac{(Y-1)}{(1+g_{\text{ТОП}}) \eta_{0i_{к}} \eta_{\text{М.ТД}} \eta_{\text{М.К}}} \right\} \frac{1}{1-\eta_{0i_{г.т}}(1-Z)} \right]. \quad (26)
 \end{aligned}$$

Результаты расчетов. На основе разработанных аналитических зависимостей сформирована методика оценки показателей термодинамической эффективности ДКГТУ. На рис. 3 показаны результаты расчетов зависимости расхода воздуха через компрессор, мощности газовой турбины, коэффициента избытка воздуха, температуры воздуха и продуктов сгорания на входе в газовую турбину и выходе из нее от степени повышения давления в компрессоре. Там же показаны зависимости удельного расхода условного топлива и эффективного КПД ДКГТУ от степени повышения давления в компрессоре при фиксированной мощности турбодетандера.

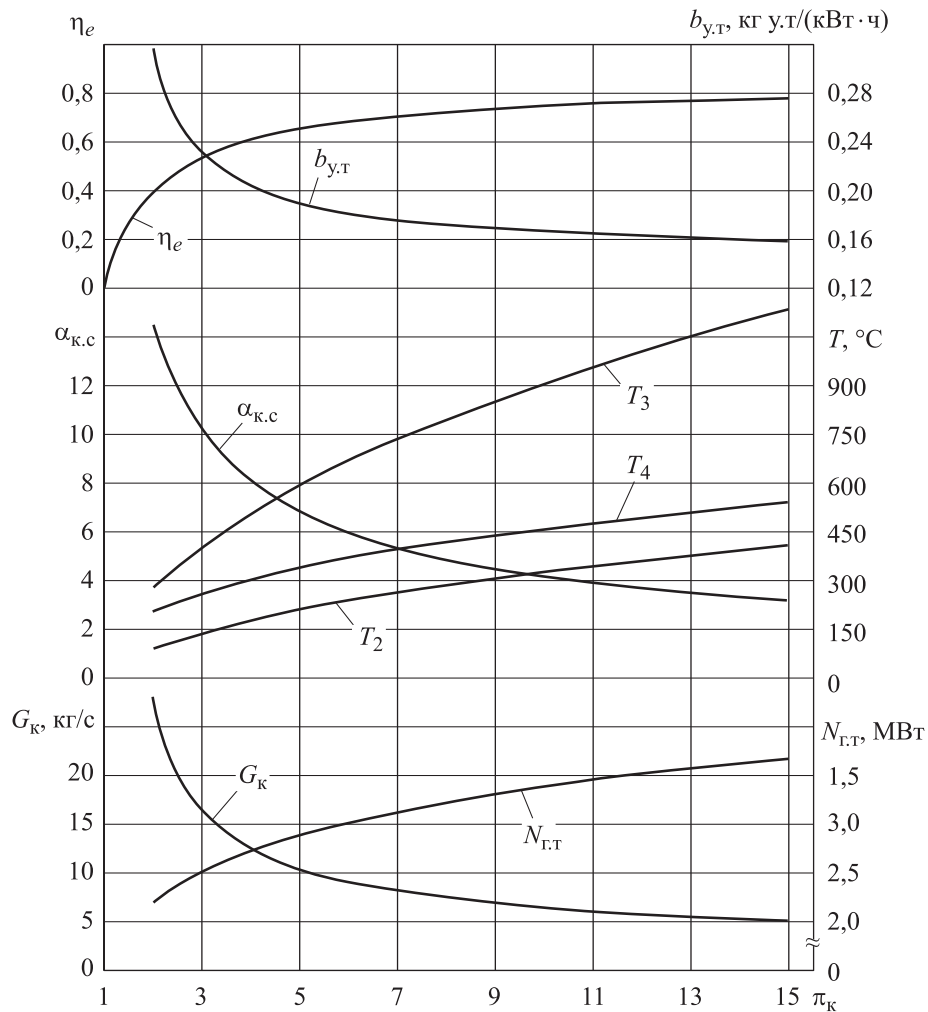


Рис. 3. Графики зависимостей расхода воздуха через компрессор, мощности газовой турбины, коэффициента избытка воздуха, температур в характерных точках ДКГТУ, удельного расхода условного топлива и эффективного КПД от степени повышения давления воздуха при фиксированной мощности турбодетандера:

G_k — расход воздуха через компрессор; $N_{г.т}$ — мощность газовой турбины; $\alpha_{к.с}$ — коэффициент избытка воздуха в камере сгорания; T_2, T_3, T_4 — температура воздуха за компрессором, продуктов сгорания перед и за газовой турбиной соответственно; $b_{у.т}$ — удельный расход условного топлива; η_e — эффективный КПД

В расчетах принимались следующие исходные данные:

- природный газ — метан, расход газа через турбодетандер $G_{г} = 10$ кг/с;
- степень снижения давления природного газа в турбодетандере $\pi_{тд} = 5$;

- давление и температура газа за турбодетандером $P_{\text{ВЫХ}} = 0,6$ МПа, $T_{\text{ВЫХ}} = 283,15$ К;
- давление и температура всасываемого воздуха $P_{\text{АТМ}} = 0,101$ МПа, $T_{\text{АТМ}} = 288,15$ К;
- температура выхлопных газов на выходе в атмосферу $T_{\text{ВЫХЛ}} = 393,15$ К;
- коэффициенты потерь давления соответственно в подогревателе природного газа, во всасывающей линии компрессора, камере сгорания и тракте выхлопных газов $\xi_{\text{п.г}} = 0,04$; $\xi_{\text{вс}} = 0,015$; $\xi_{\text{к.с}} = 0,025$; $\xi_{\text{г.т}} = 0,035$;
- внутренние относительные КПД турбодетандера, компрессора и газовой турбины равны соответственно $\eta_{0i_{\text{тд}}} = 0,80$; $\eta_{0i_{\text{к}}} = 0,86$; $\eta_{0i_{\text{г.т}}} = 0,89$;
- механические КПД турбодетандера, компрессора, газовой турбины и КПД камеры сгорания равны соответственно $\eta_{\text{м.тд}} = 0,99$; $\eta_{\text{м.к}} = 0,99$; $\eta_{\text{м.г.т}} = 0,99$; $\eta_{\text{к.с}} = 0,995$;
- теплоемкости природного газа, воздуха и продуктов сгорания определяются в зависимости от их давления и температуры итерационным способом.

Из рис. 3 следует, что при постоянной мощности турбодетандера с увеличением степени повышения давления воздуха в компрессоре снижается его производительность. Поскольку соблюдение условия полной экологичности предусматривает подведение к подогревателю природного газа, фиксированного количества теплоты, содержащейся в продуктах сгорания, то с уменьшением их количества возникает необходимость увеличения температуры T_3 на входе в газовую турбину. Как показали проведенные расчеты, при $\pi_{\text{к}} = 2$ мощность ДКГТУ приблизительно равна мощности турбодетандера, а при $\pi_{\text{к}} = 15$ соотношение мощностей газовой турбины и турбодетандера приближается к 1,7, однако дальнейшее увеличение степени повышения давления воздуха и мощности установки ограничено. Предельные значения $\pi_{\text{к}}$ и $N_{\text{г.т}}$ обуславливаются механическими свойствами материалов деталей проточной части газовой турбины, испытывающих воздействие высокой температуры T_3 на входе в газовую турбину.

По сравнению с современными газотурбинными установками ДКГТУ имеет значительно меньшие удельные затраты условного топлива. Отечественные и зарубежные ГТУ имеют удельный расход топлива на уровне 0,32...0,45 кг у.т / (кВт · ч) и КПД на муфте 30...35 %, тогда как ДКГТУ отличается существенно большей экономичностью (см. рис. 3). При степени повышения давления воздуха в компрессоре более 6–8 этот показатель находится на уровне 0,16...0,20 кг у.т / (кВт · ч), а ее эффективный

КПД — соответственно 65...75 %. Высокая энергетическая эффективность ДКГТУ объясняется, главным образом, отсутствием затрат энергии внутри установки на привод компрессора.

Заключение. На основе сочетания турбодетандерных и газотурбинных технологий разработана новая тепловая схема ДКГТУ для производства электроэнергии с помощью утилизации энергии избыточного давления природного газа на ГРС. Отличительной особенностью предлагаемой установки является то, что турбодетандер приводит во вращение не электрогенератор, а компрессор газотурбинного двигателя, тем самым полностью компенсируя затраты мощности газовой турбины на его привод.

Разработаны аналитические зависимости, устанавливающие связь между режимными параметрами ДКГТУ и ее выходными характеристиками, составлена методика расчета тепловой схемы ДКГТУ, основанная на апробированных способах расчета тепловых схем ГТУ.

По результатам выполненных расчетов установлено, что в предлагаемой ДКГТУ приращение мощности по сравнению с ДГА при прочих равных условиях составляет до 70 %.

Эффективный КПД ДКГТУ находится на уровне 0,65–0,75. Это значительно больше находящихся в диапазоне 0,30–0,35 эффективных КПД большинства современных ГТУ. Соответствующие удельные расходы условного топлива ДКГТУ составляют 0,16...0,20 кг у.т / (кВт · ч), что почти в 2 раза ниже аналогичных показателей ГТУ.

Выполненные оценки энергетических показателей ДКГТУ носят иллюстративный и пояснительный характер. По мере увеличения степени повышения давления в компрессоре растет удельная работа компрессора и температура воздуха за ним, повышаются показатели энергоэффективности установки, но одновременно быстро снижается массовый расход производимого воздуха. Это создает значительные трудности при проектировании проточной части турбоагрегатов и достижения высоких значений их внутренних относительных КПД. Поэтому для обеспечения оптимальных энергетических показателей ДКГТУ требуется поиск рациональной степени повышения давления в компрессоре на основе детальных аэродинамических расчетов проточной части турбодетандера, компрессора и газовой турбины.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Трухний А.Д. Термодинамические основы использования утилизационных турбодетандерных установок. *Вестник МЭИ*, 1999, № 5, с. 11–15.

- [2] Агабабов В.С., Корягин А.В., Архарова А.Ю. Сравнительный анализ влияния различных способов подогрева газа в детандер-генераторном агрегате на изменение тепловой экономичности ТЭС. *Известия вузов. Проблемы энергетики*, 2005, № 1-2, с. 11–21.
- [3] Агабабов В.С., Галас И.В., Джураева Е.В. и др. Сравнение различных способов подогрева газа в детандер-генераторном агрегате. *Теплоэнергетика*, 2003, № 11, с. 46–50.
- [4] Davide B., Devia F., Brunenghi M.M., et al. Waste energy recovery from natural gas distribution network: CELSIUS project demonstrator in Genoa. *Sustainability*, 2015, vol. 7, no. 12, pp. 16703–16719. DOI: <https://doi.org/10.3390/su71215841>
- [5] Куличихин В.В. Опыт эксплуатации детандер-генераторных агрегатов на ТЭЦ Мосэнерго. Исторический обзор. *Надежность и безопасность энергетики*, 2017, т. 10, № 2, с. 159–166. DOI: <https://doi.org/10.24223/1999-5555-2017-10-2-159-166>
- [6] Куличихин В.В., Тюняев М.В. Последствия внедрения детандер-генераторных агрегатов в тепловую схему ТЭЦ. *Новости теплоснабжения*, 2017, № 5, с. 28–33. URL: https://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=3472
- [7] Куличихин В.В. Бесперспективность использования детандер-генераторных агрегатов на тепловых электростанциях. *Надежность и безопасность энергетики*, 2018, т. 11, № 2, с. 161–166. DOI: <https://doi.org/10.24223/1999-5555-2018-11-2-161-166>
- [8] Александров А.А., Агабабов В.С., Джураева Е.В. и др. Анализ совместной работы детандер-генераторного агрегата и теплового насоса. *Известия вузов. Проблемы энергетики*, 2004, № 7-8, с. 50–60.
- [9] Агабабов В.С., Байдакова Ю.О., Костюченко П.А. Повышение эффективности работы бестопливной установки для производства электроэнергии за счет использования ветроэнергетической установки. *Энергосбережение и водоподготовка*, 2010, № 4, с. 22–24.
- [10] Агабабов В.С., Смирнова У.И., Колосов А.М. Оценка эффективности работы бестопливных энергогенерирующих установок для производства электроэнергии в системе газоснабжения. *Вестник МЭИ*, 2010, № 2, с. 15–20.
- [11] Агабабов В.С., Рогова А.А., Байдакова Ю.О. и др. Бестопливные установки для совместного производства электроэнергии, теплоты и холода. *Энергосбережение и водоподготовка*, 2012, № 4, с. 66–69.
- [12] Стребков А.С., Жавроцкий С.В. Оценка эффективности производства электрической энергии при использовании силового потенциала топливного газа. *Вестник БГТУ*, 2013, № 4, с. 77–86.
- [13] Шпак В.Н. Газораспределительная станция с энергетической установкой. Патент РФ 2009389. Заявл. 25.05.1992, опубл. 15.03.1994.
- [14] Жавроцкий С.В., Стребков А.С., Осипов А.В. и др. Газораспределительная станция с детандер-компрессорной газотурбинной энергетической установкой. Патент РФ 176799. Заявл. 09.08.2016, опубл. 29.01.2018.
- [15] Арсеньев Л.В., Тырьшкин В.Г., ред. Газотурбинные установки. Конструкции и расчет. Л., Машиностроение, 1978.

Стребков Александр Сергеевич — канд. техн. наук, доцент кафедры «Промышленная энергетика» Брянского государственного технического университета (Российская Федерация, 241035, г. Брянск, бульвар 50-летия Октября, д. 7).

Осипов Александр Вадимович — канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой «Турбиностроение» Брянского государственного технического университета (Российская Федерация, 241035, г. Брянск, бульвар 50-летия Октября, д. 7).

Жавроцкий Станислав Викторович — инженер ООО «Руссэнерго» (Российская Федерация, 241050, г. Брянск, пр-т Ленина, д. 67).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Стребков А.С., Осипов А.В., Жавроцкий С.В. Термодинамические основы использования детандер-компрессорной газотурбинной установки. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2021, № 1 (136), с. 166–184.

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2021-1-166-184>

**THERMODYNAMIC RATIONALE FOR USING
EXPANDER-COMPRESSOR GAS TURBINE POWER UNIT**

A.S. Strebkov¹

asstr960@yandex.ru

A.V. Osipov¹

avo-turbo@mail.ru

S.V. Zhavrotskiy²

kamakura-edo@yandex.ru

¹Bryansk State Technical University, Bryansk, Russian Federation

²LLC “Russenergo”, Bryansk, Russian Federation

Abstract

Natural gas is transported through a network of main gas pipelines under high pressure, and the process of its consumption requires a decrease in pressure of gas laid mainly in throttling devices. It is beneficial to use part of the available energy potential of natural gas for electricity production by means of expander-generator technologies. However, the task of finding ways to increase the capacity and efficiency of gas turbine power units using the energy of excess pressure of natural gas does not lose its relevance. The study poses and solves the problem of developing a new thermal cycle diagram of a combined power unit to substitute throttling pressure regulators at gas distribution stations with an expander-compressor gas turbine unit. A distinctive feature of the unit is the replacement of the gas turbine drive of the air compressor with its drive from the turbo-expander by using the energy of excess pres-

Keywords

Turbo-expander, gas turbine unit, thermodynamic cycle, the degree of pressure increase, specific fuel consumption, absolute thermal efficiency

sure of natural gas. This results in significant increase in the absolute thermal efficiency and decrease in the specific fuel and energy costs. We developed analytical dependencies relating the operating parameters of the expander-compressor gas turbine unit and its output characteristics. Thus, it was possible to find an approach to calculating the unit, the approach being based on proven methods for thermal cycle calculation. The results of the performed calculations show that, in comparison with gas turbine units, the expander-compressor gas turbine unit has a significantly lower specific consumption of equivalent fuel and a lower negative impact on the environment

Received 19.12.2019
Accepted 24.07.2020
© Author(s), 2021

REFERENCES

- [1] Trukhniy A.D. Thermodynamic basis for use of recycling turbo-expander plants. *Vestnik MEI* [Bulletin MPEI], 1999, no. 5, pp. 11–15 (in Russ.).
- [2] Agababov V.S., Koryagin A.V., Arkharova A.Yu. Comparative analysis of different gas-heating methods in turboexpander-generator unit on change of power plant thermal efficiency. *Izvestiya vuzov. Problemy energetiki* [Power Engineering: Research, Equipment, Technology], 2005, no. 1-2, pp. 11–21 (in Russ.).
- [3] Agababov V.S., Galas I.V., Dzhuraeva E.V., et al. A comparison of different methods for heating the gas in an expander generating unit. *Therm. Eng.*, 2003, vol. 50, no. 11, pp. 924–928.
- [4] Davide B., Devia F., Brunenghi M.M., et al. Waste energy recovery from natural gas distribution network: CELSIUS project demonstrator in Genoa. *Sustainability*, 2015, vol. 7, no. 12, pp. 16703–16719. DOI: <https://doi.org/10.3390/su71215841>
- [5] Kulichikhin V.V. Practice of operation of expander-generator units at Mosenergo CHPPS. Historical overview. *Nadezhnost' i bezopasnost' energetiki* [Safety & Reliability of Power Industry], 2017, vol. 10, no. 2, pp. 159–166 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.24223/1999-5555-2017-10-2-159-166>
- [6] Kulichikhin V.V., Tyunyaev M.V. Consequences of introducing expander-generator units in thermal scheme of heat power plant. *Novosti teplosnabzheniya*, 2017, no. 5, pp. 28–33 (in Russ.). Available at: https://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=3472
- [7] Kulichikhin V.V. Fulity of use of expander-generator sets at thermal power plants. *Nadezhnost' i bezopasnost' energetiki* [Safety & Reliability of Power Industry], 2018, vol. 11, no. 2, pp. 161–166 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.24223/1999-5555-2018-11-2-161-166>
- [8] Aleksandrov A.A., Agababov V.S., Dzhuraeva E.V., et al. The analysis of gas expansion unit and heat pump co-working. *Izvestiya vuzov. Problemy energetiki* [Power Engineering: Research, Equipment, Technology], 2004, no. 7–8, pp. 50–60 (in Russ.).

- [9] Agababov V.S., Baydakova Yu.O., Kostyuchenko P.A. Raising efficiency electricity production in fuel-free plant using windpower plant. *Energoberezhenie i vodopodgotovka*, 2010, no. 4, pp. 22–24 (in Russ.).
- [10] Agababov V.S., Smirnova U.I., Kolosov A.M. Performance evaluation of the fuelless electrical energy installations in the gas-supplying system. *Vestnik MEI* [Bulletin MPEI], 2010, no. 2, pp. 15–20 (in Russ.).
- [11] Agababov V.S., Rogova A.A., Baydakova Yu.O., et al. Free fuel units for joint production of electricity, heat and cold. *Energoberezhenie i vodopodgotovka*, 2012, no. 4, pp. 66–69 (in Russ.).
- [12] Strebkov A.S., Zhavrotskiy S.V. Assessment of electric energy production efficiency when using power potential of fuel gas. *Vestnik BGTU* [Bulletin of Bryansk State Technical University], 2013, no. 4, pp. 77–86 (in Russ.).
- [13] Shpak V.N. Gazoraspredeitel'naya stantsiya s energeticheskoy ustanovkoy [Gas distribution station with power plant]. Patent 2009389 RF. Appl. 25.05.1992, publ. 15.03.1994 (in Russ.).
- [14] Zhavrotskiy S.V., Strebkov A.S., Osipov A.V., et al. Gazoraspredeitel'naya stantsiya s detander-kompressornoy gazoturbinnoy energeticheskoy ustanovkoy [Gas distribution station with expander-compressor gas turbine power plant]. Patent 176799 RF. Appl. 09.08.2016, publ. 29.01.2018 (in Russ.).
- [15] Arsen'yev L.V., Tyryshkin V.G., eds. Gazoturbinnye ustanovki. Konstruktsii i raschet [Gas turbine units. Design and calculation]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1978.

Strebkov A.S. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Industrial Power Engineering, Bryansk State Technical University (50-letiya Oktyabrya bul'var 7, Bryansk, 241035 Russian Federation).

Osipov A.V. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Turbine Construction, Bryansk State Technical University (50-letiya Oktyabrya bul'var 7, Bryansk, 241035 Russian Federation).

Zhavrotskiy S.V. — engineer, LLC “Russenergo” (Lenina prospekt 67, Bryansk, 241050 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Strebkov A.S., Osipov A.V., Zhavrotskiy S.V. Thermodynamic rationale for using expander-compressor gas turbine power unit. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2021, no. 1 (136), pp. 166–184 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2021-1-166-184>