

УДК 62-533

doi: 10.18698/0536-1044-2022-4-34-42

# Выбор способа регулирования производительности поршневого компрессора при изменении температуры всасываемого газа

Т.С. Дегтярева<sup>1</sup>, П.С. Перевалов<sup>2</sup><sup>1</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана<sup>2</sup> ООО «СервисЭНЕРГАЗ»

## Selection of the Method for Reciprocating Compressor Capacity Control When the Suction Gas Temperature Changes

T.S. Degtyareva<sup>1</sup>, P.S. Perevalov<sup>2</sup><sup>1</sup> Bauman Moscow State Technical University<sup>2</sup> LLC ServicENERGAS

Обоснована необходимость регулирования объемной производительности поршневого компрессора при изменении температуры газа на всасывании для поддержания постоянного давления на входе в камеру сгорания газовой турбины. Потребление турбины остается постоянным во времени. Определен диапазон изменения объемной производительности поршневого компрессора в зависимости от температуры всасываемого газа. Рассмотрена возможность регулирования производительности поршневого компрессора изменением частоты вращения вала и присоединением дополнительного мертвого объема. Определена доступная глубина регулирования.

**Ключевые слова:** поршневой компрессор, регулирование производительности, температура всасываемого газа, глубина регулирования, частота вращения вала

The article demonstrates the necessity of controlling the volumetric capacity of the fuel compressor to maintain a constant pressure at the inlet to the combustion chamber when the temperature of the gas at the suction is changing. The turbine consumption remains constant over time. The range of change in the reciprocating fuel compressor volumetric capacity is determined depending on the change in the intake gas temperature. The possibility of capacity regulation by changing the shaft speed and connecting an additional dead volume is considered. The available regulation depth is determined.

**Keywords:** reciprocating compressor, capacity regulation, suction gas temperature, regulation depth, shaft speed

В настоящее время все более актуальной становится задача об экономичном и рациональном использовании таких не возобновляемых природных ресурсов, как нефть, природный газ и полезные ископаемые. Отсюда следует, что при эксплуатации поршневых компрессоров (ПК) в

технологических процессах, где необходимо осуществлять подачу сжатого газа, его количество должно соответствовать текущему потреблению с заданной точностью.

Схема работы турбинной электростанции показана на рис. 1, а. Упрощенная схема, отра-

жающая условия работы компрессорной станции, приведена на рис. 1, б, где введены следующие обозначения:  $T_{вс}$  — температура газа на всасывании ПК (далее температура всасываемого газа);  $p_{вс}$  и  $p_{н}$  — давление на всасывании и нагнетании ПК;  $G_e$  — подача ПК;  $G_T$  — требуемый массовый расход газа;  $p_{рес}$  — давление в ресивере.

На действующих компрессорных станциях наблюдаются условия с нестабильными параметрами газа на всасывании. При изменении температуры всасываемого газа массовая подача ПК изменяется вследствие изменения его плотности, что приводит к изменению давления газа в ресивере.

В рассматриваемом случае для поддержания постоянного давления газа на входе в камеру сгорания турбины необходимо обеспечить постоянную массовую подачу ПК независимо от параметров газа на всасывании. Для этого применяют регулирование объемной производительности ПК.

Цель работы — определение диапазона изменения объемной производительности ПК в

зависимости от температуры всасываемого газа и выбор способа регулирования производительности ПК.

В качестве примера рассмотрена компрессорная станция для ТЭЦ мощностью 105 МВт. Подача топливного газа  $G_{Т.г} = 12,139$  кг/с [1, 2]. При наличии трех рабочих компрессоров массовый расход одного ПК  $G_T = 4,046$  кг/с.

Исходные данные:

- температура всасываемого газа, принятая равной температуре внешней среды в районах Крайнего Севера, где преимущественно применяют надземный способ прокладки газопроводов ( $-65^{\circ}\text{C} \leq T_{вс} \leq 45^{\circ}\text{C}$ ) [3, 4];
- сжимаемый газ — топливный газ;
- абсолютное давление всасываемого газа — 0,4 МПа;
- давление на входе в турбину — 4, 5 МПа;
- допустимое отклонение давления газа от номинального значения на входе в камеру сгорания турбины —  $\pm 0,1$  МПа [5].

Приняты следующие основные допущения:

- топливный газ — чистый метан;

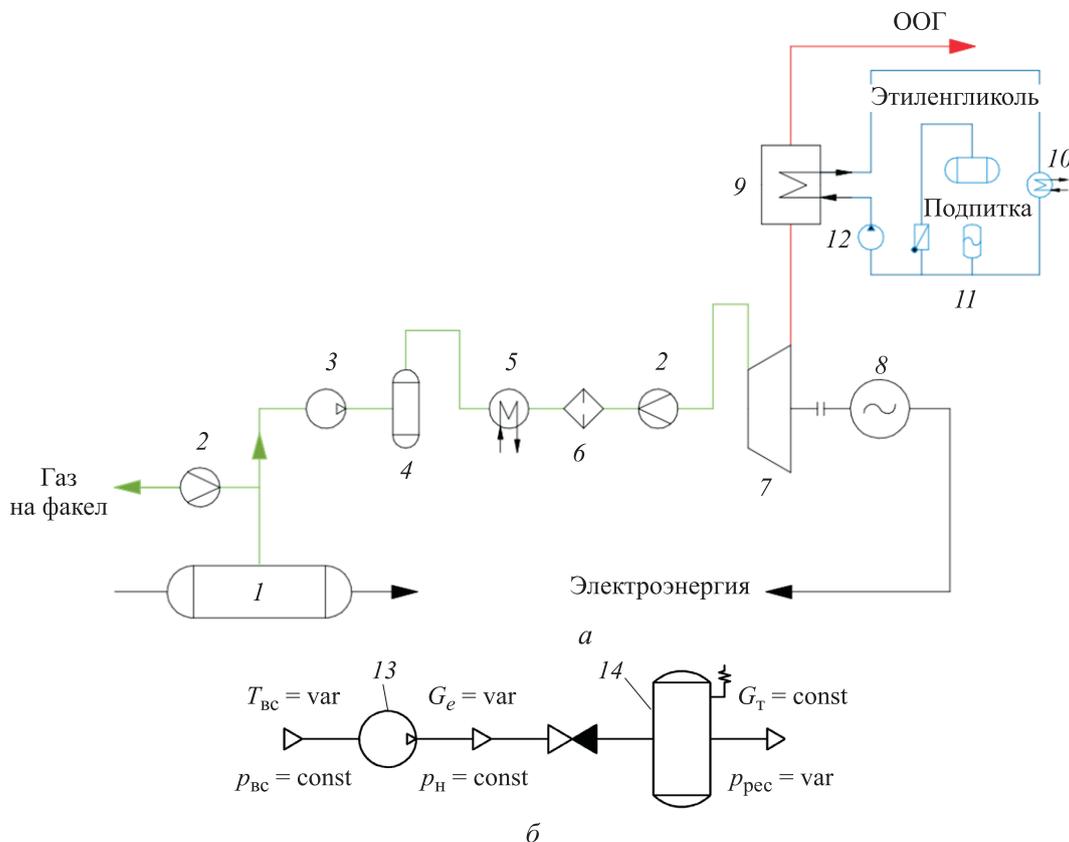


Рис. 1. Схема работы турбинной электростанции (а) и упрощенная схема компрессорной станции (б): 1 — степень сепарации; 2 — узел учета газа; 3 — компрессор; 4 — газосепаратор; 5 — теплообменник; 6 — фильтр; 7 — газовая турбина; 8 — генератор; 9 — котел-утилизатор; 10 — теплообменник; 11 — компенсатор; 12 — насос; 13 — ПК; 14 — ресивер; ООГ — охлажденные отработавшие газы

- температура всасываемого газа равна температуре внешней среды;
- изменение частоты вращения вала происходит мгновенно.

По заданным параметрам спроектирован ПК на базе модели JGK/4 фирмы Ariel Corporation [6] с массовой производительностью  $m_{\text{вс}} = 4,05$  кг/с при температуре всасываемого газа  $T_{\text{вс}} = 45$  °С. При такой температуре объемная производительность ПК составила  $1,66$  м<sup>3</sup>/с.

Массовая производительность ПК [7, 8]  $m_{\text{вс}} = V_{h1} \lambda_1 \rho_{\text{вс}}$ , где  $V_{h1}$  — геометрический описанный объем первой ступени;  $\lambda_1$  — коэффициент подачи первой ступени;  $\rho_{\text{вс}}$  — плотность газа на всасывании. При снижении температуры всасываемого газа увеличивается его плотность  $\rho_{\text{вс}}$ .

Для обеспечения равенства массовой производительности ПК и требуемого массового расхода газа на входе в камеру сгорания турбины объемную производительность ПК  $V_h \lambda_1$  следует снижать по сравнению с расчетной (которая определяется для максимальной температуры всасываемого газа  $T_{\text{вс max}} = 45$  °С). Этого можно добиться путем уменьшения геометрического описанного объема  $V_h$  или коэффициента подачи  $\lambda$ .

**Определение диапазона регулирования производительности ПК вследствие увеличения плотности газа на всасывании.** Изменение плотности газа на всасывании в зависимости от его температуры  $T_{\text{вс}}$  определяется по уравнению состояния реального газа

$$pv = \zeta RT,$$

где  $p$  — давление газа;  $v$  — удельный объем газа,  $v = 1/\rho$  ( $\rho$  — плотность газа);  $\zeta$  — коэффициент сжимаемости [9];  $R$  — газовая постоянная метана,  $R = 518,9$  Дж/(кг·К).

Отсюда следует, что плотность сжимаемого газа  $\rho_{\text{min}}$  при максимальной температуре всасываемого газа  $T_{\text{вс max}} = 318$  К (45 °С)

$$\rho_{\text{min}} = \frac{p_{\text{вс}}}{\zeta R T_{\text{вс max}}} = 2,438 \text{ кг/м}^3,$$

где  $p_{\text{вс}}$  — давление на всасывании.

Плотность всасываемого газа при его минимальной температуре  $T_{\text{вс min}} = 208$  К (–65 °С)

$$\rho_{\text{max}} = \frac{p_{\text{вс}}}{\zeta R T_{\text{вс min}}} = 3,83 \text{ кг/м}^3,$$

где  $T_{\text{вс min}}$  — минимальная температура всасываемого газа.

Объемная производительность ПК, необходимая для обеспечения массового расхода, определяется следующими выражениями:

- при  $T_{\text{вс max}} = 45$  °С и  $p_{\text{вс}} = 0,4$  МПа

$$V_{e \text{ max}} = G_{\text{т.г}} / \rho_{\text{min}} = 1,659 \text{ м}^3/\text{с};$$

- при  $T_{\text{вс min}} = -65$  °С и  $p_{\text{вс}} = 0,4$  МПа

$$V_{e \text{ min}} = G_{\text{т.г}} / \rho_{\text{max}} = 1,056 \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $\rho_{\text{min}}$  и  $\rho_{\text{max}}$  — плотность газа при максимальной и минимальной температуре всасываемого газа.

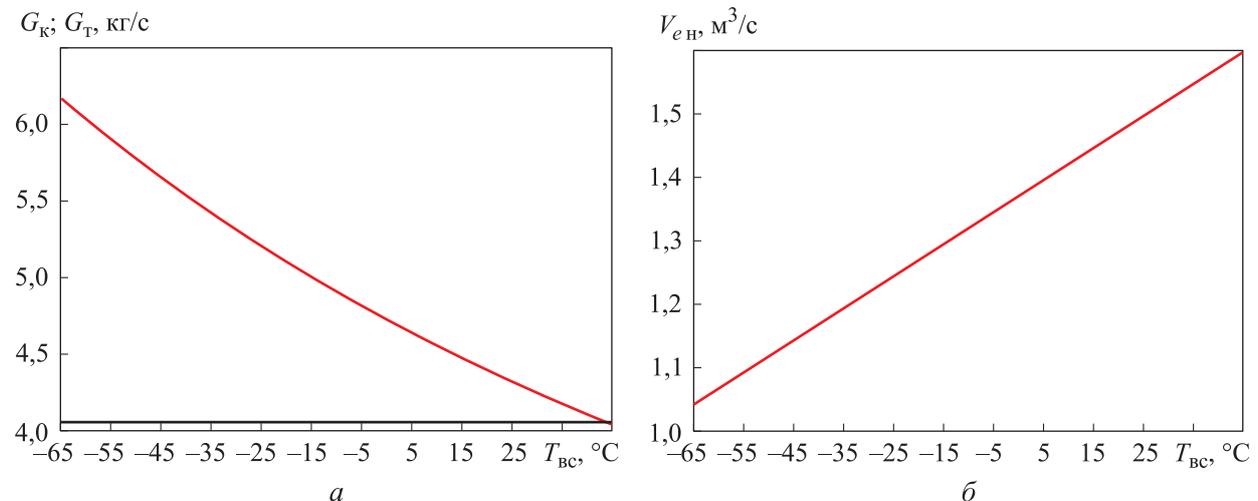


Рис. 2. Зависимости расчетной производительности ПК от температуры всасываемого газа  $T_{\text{вс}}$  а — массовой подачи газа ПК  $G_{\text{к}}$  (—) и требуемого массового расхода газа  $G_{\text{т}}$  (—); б — объемной производительности ПК  $V_{eн}$ , необходимой для обеспечения постоянного массового расхода  $G_{\text{к}} = G_{\text{т}} = 4,046$  кг/с

С помощью регулирования объемная производительность ПК должна быть уменьшена до  $1,05 \text{ м}^3/\text{с}$ . Глубина регулирования  $\Delta V_{e\text{max}} = V_{e\text{max}} - V_{e\text{min}} = 0,61 \text{ м}^3/\text{с}$  — наибольшая разница между текущим и необходимым значениями объемной производительности при изменении температуры всасываемого газа в заданном диапазоне, что составляет  $0,61/1,66 = 0,37$ .

Зависимости массовой производительности ПК и объемной производительности, необходимой для обеспечения постоянного массового расхода  $G_k = 4,046 \text{ кг/с}$ , от температуры всасываемого газа приведены на рис. 2, а и б соответственно.

Согласно рис. 2, а, если объемная производительность ПК остается равной расчетной, то равенство массовых расходов  $V_e \rho_{\text{вс}}$  ПК и потребителя соблюдается только в одной точке при температуре  $T_{\text{вс}} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Без применения регулирования производительности ПК в интервале температуры всасываемого газа  $-65 \text{ }^\circ\text{C} \leq T_{\text{вс}} < 45 \text{ }^\circ\text{C}$  давление в ресивере будет расти, так как количество подаваемого газа превышает значение потребления турбины.

Зависимость изменения давления в ресивере от времени получена из выражения

$$\Delta p_{\text{рес}}(t) = \frac{[G_k(t, T_{\text{вс}}) - G_T(t)]RT_{\text{вс}}}{V_{\text{рес}}},$$

где  $G_k(t, T_{\text{вс}})$  — массовый расход газа на входе в ПК в функции времени при текущей температуре  $T_{\text{вс}}$ ;  $G_T(t)$  — расход потребителя в функции времени;  $V_{\text{рес}}$  — объем ресивера.

В качестве примера на рис. 3, а показано суточное изменение температуры внешней среды для города Усинск (республика Коми), наблюдавшееся 10 сентября 2019 г. [2], на рис. 3, б —

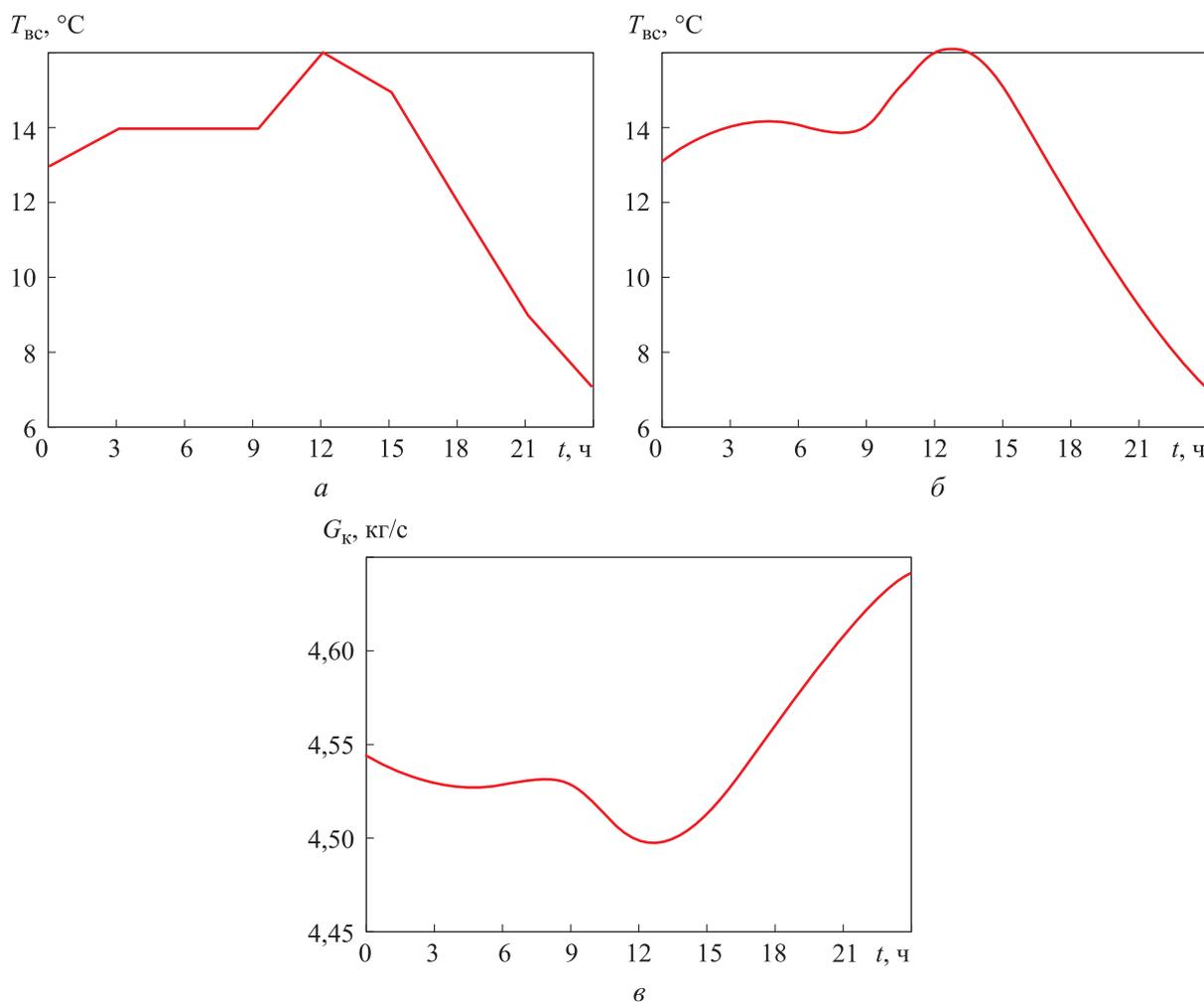


Рис. 3. Регулирование производительности ПК: а — суточное изменение температуры внешней среды  $T_{\text{вс}}$  для города Усинск (республика Коми); б — изменение температуры всасываемого газа  $T_{\text{вс}}$  в течение суток; в — изменение массовой подачи ПК  $G_k$  без применения регулирования в течение суток в соответствии с рис. 3, б

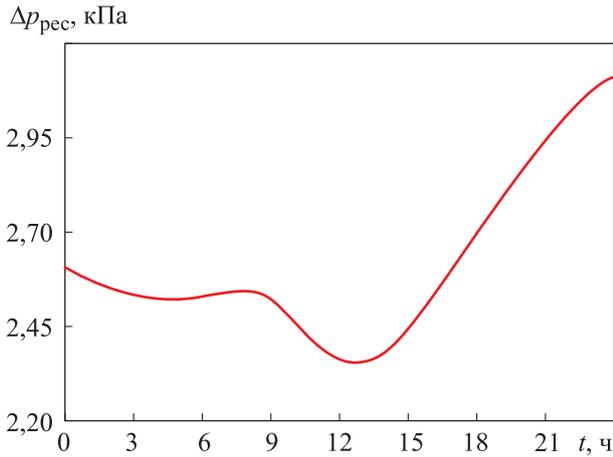


Рис. 4. Зависимость секундного изменения давления в ресивере вместимостью  $32 \text{ м}^3$   $\Delta p_{\text{рес}}$  от времени суток  $t$  при постоянном потреблении и массовой подаче ПК в соответствии с рис. 3, в

изменение температуры всасываемого газа  $T_{\text{вс}}$  в течение суток, на рис. 3, в — изменение массовой подачи газа без применения регулирования в соответствии с рис. 3, б.

Секундное увеличение давления в ресивере при изменении температуры всасываемого газа в соответствии с рис. 3, в показано на рис. 4. Здесь видно, что при наибольшем суточном изменении температуры от  $7$  до  $16 \text{ }^\circ\text{C}$  давление в ресивере вместимостью  $32 \text{ м}^3$  в течение суток может существенно расти, что приведет к постоянному срабатыванию предохранительного клапана.

На основании изложенного для обеспечения постоянства давления в узле учета газа при нагнетании ПК (см. рис. 1, а) необходимо осуществлять регулирование объемной производительности ПК.

**Выбор способа регулирования производительности ПК при изменении температуры всасываемого газа в заданном диапазоне.** Объемная производительность ПК

$$V_e = V_{h1} \lambda_1,$$

где  $V_{h1}$  — описанный объем первой ступени,  $V_{h1} = V_r n$  ( $V_r$  — геометрический описанный объем первой ступени;  $n$  — текущая частота вращения вала);  $\lambda_1$  — коэффициент подачи первой ступени.

Самыми простыми и экономичными способами регулирования объемной производительности являются:

- изменение описанного объема изменением частоты вращения вала [6];

- изменение описанного объема изменением коэффициента подачи  $\lambda$  путем присоединения дополнительного мертвого объема [10].

**Изменение частоты вращения вала.** При изменении частоты вращения вала пропорционально изменяется описанный объем ПК. Этот способ является наиболее экономичным, однако зависит от типа приводного двигателя. В случае газопоршневого двигателя изменение частоты вращения вала, осуществляемое изменением подачи топлива в цилиндры, ограничено согласно его технической характеристике. В данном примере наименьшая частота вращения  $n_{\text{min}} = 1125 \text{ мин}^{-1}$  [6].

При неизменных геометрическом объеме первой ступени, коэффициенте подачи и заданном массовом расходе газа на входе в камеру сгорания уменьшение частоты вращения вала должно быть обратно пропорционально увеличению плотности газа на всасывании в ПК. В рассматриваемом случае по сравнению с номинальным (расчетным) режимом частота вращения вала должна быть уменьшена в 1,6 раз ( $1,66/1,05$ ).

Согласно данным базовой модели JGK/4 фирмы Ariel Corporation, номинальная частота вращения вала ПК  $n_0 = 1200 \text{ мин}^{-1}$ , а минимальная частота вращения вала двигателя TCG 2020  $n_{\text{min}} = 1125 \text{ мин}^{-1}$ , что составляет  $20,00$  и  $18,75 \text{ с}^{-1}$  соответственно. Следовательно, рассматриваемый диапазон частоты вращения вала варьируется от  $1200$  до  $1125 \text{ мин}^{-1}$  (от  $18,75$  до  $20 \text{ с}^{-1}$ ).

Глубина регулирования производительности ПК изменением частоты вращения вала  $R_{\text{р,ч}}$  определяется выражением

$$R_{\text{р,ч}} = 1 - \frac{V_e n_{\text{min}} / n_0}{V_e} = 0,0625 = 6,25 \text{ \%}.$$

Максимально возможное уменьшение производительности ПК изменением частоты вращения вала вычисляется как

$$\Delta V_{e \text{ р,ч max}} = V_e R_{\text{р,ч}} = 0,1 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Анализ данных рис. 5 позволяет сделать вывод, что диапазон изменения температуры всасываемого газа, при котором допустимо применение регулирования производительности ПК изменением частоты вращения вала, составляет  $45 \dots 25 \text{ }^\circ\text{C}$ . Для обеспечения требуемой глубины регулирования потребуются снизить частоту вращения вала до  $740 \text{ мин}^{-1}$ .

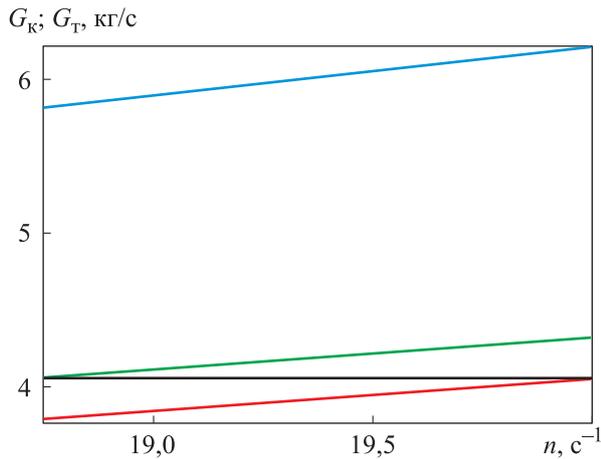


Рис. 5. Зависимость требуемого массового расхода газа  $G_T$  (—) и массовой подачи газа  $G_K$  при температуре всасываемого газа  $T_{вс} = -65$  (—),  $45$  (—) и  $25$  °C (—) от частоты вращения вала ПК

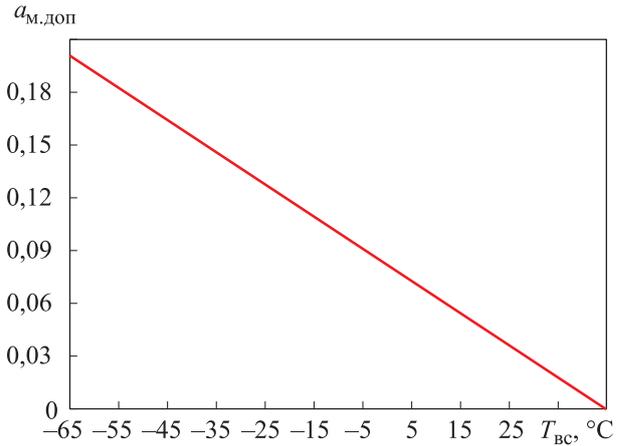


Рис. 6. Зависимость дополнительного мертвого объема всасываемого газа  $a_{M,доп}$  от его температуры  $T_{вс}$

Следовательно, производительность ПК можно регулировать изменением частоты вращения вала газопоршневого двигателя только в летний период. Для остальных периодов года рассмотрим возможность применения способа регулирования производительности ПК изменением дополнительного мертвого объема.

**Присоединение дополнительного переменного мертвого объема.** Коэффициент подачи ПК также можно изменить путем присоединения дополнительного мертвого объема. В компрессорах фирмы Agiel эта опция реализована перемещением поршня регулятора производительности переменного объема, установленного

на внешней крышке цилиндра ПК. Этот способ является менее экономичным по сравнению с изменением частоты вращения вала, но имеет больший диапазон регулирования [11].

Дополнительный относительный мертвый объем всасываемого газа, необходимый для снижения производительности ПК, определен в соответствии с уравнением

$$V_{н1} \lambda_{др1} \lambda_{пл1} \lambda_{т1} [1 - (a_{м1} + a_{M,доп})] \times \left[ \left( \frac{p_{н1}}{p_{вс1}} \right)^{(1/k)} - 1 \right] = V_e (T_{вс}),$$

где  $\lambda_{др1}$ ,  $\lambda_{пл1}$  и  $\lambda_{т1}$  — коэффициент дросселирования, плотности и подогрева первой ступени соответственно;  $a_{м1}$  — относительный мерт-

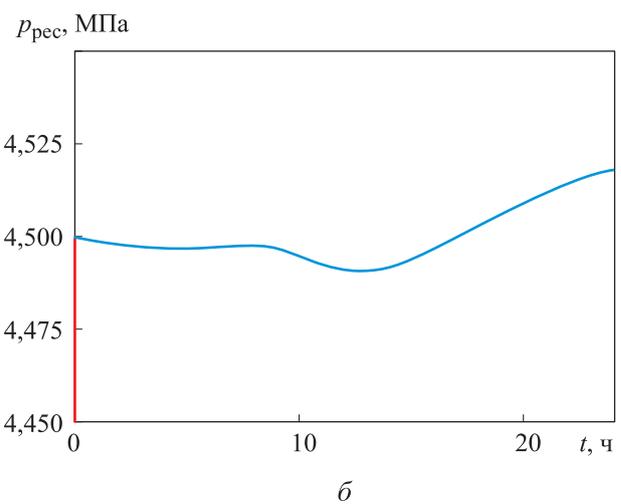
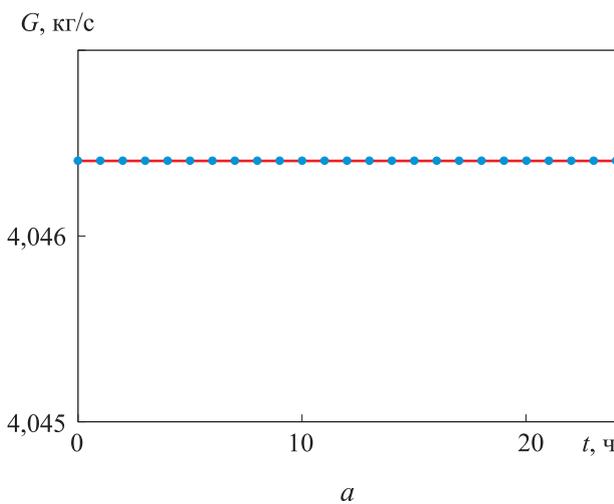


Рис. 7. Регулирование производительности ПК:  
 а — изменение массовой подачи газа  $G_K$  (•) и требуемого массового расхода газа  $G_T$  (—) от температуры всасываемого газа при подсоединении дополнительного мертвого объема без учета динамики переходного процесса;  
 б — изменение давления газа в ресивере  $p_{рес}$  при запаздывании регулирующего воздействия  $\tau_{зап} = 10$  с и максимальном отклонении давления газа 25 кПа

вый объем первой ступени;  $a_{м.доп}$  — дополнительный относительный мертвый объем,  $a_{м.доп} = V_{м.доп}/V_T$  ( $V_{м.доп}$  — дополнительный мертвый объем первой ступени;  $V_T$  — геометрический объем первой ступени);  $p_{н1}$  и  $p_{вс1}$  — давление газа на нагнетании и всасывании первой ступени;  $k$  — показатель адиабаты метана;  $V_e(T_{вс})$  — объемная производительность ПК, необходимая в соответствии с рис. 2, б.

Для обеспечения неизменного промежуточного давления при изменении мертвого объема первой ступени следует изменять мертвый объем второй ступени [6].

Анализ рис. 2, б позволил установить, что необходимая глубина регулирования составляет 37 %, что соответствует присоединению дополнительного мертвого объема  $a_{м.доп} \leq 0,2$ . Следовательно, регулирование производительности изменением количества присоединяемого дополнительного мертвого объема обеспечивает необходимую глубину регулирования в условиях рассматриваемой задачи.

В качестве примера исследовано регулирование производительности ПК плавным изменением присоединяемого мертвого объема в течение суток при изменении температуры всасываемого газа в соответствии с рис. 3, а.

Как видно из рис. 7, а, без учета динамики переходного процесса при условии мгновенного изменения производительности ПК путем присоединения дополнительного мертвого объема (значение которого в зависимости от

температуры всасываемого газа в диапазоне 7...16 °С, можно определить из рис. 5) массовая подача ПК будет равна необходимому потреблению ПК, и давление в ресивере останется равным заданному значению. При условии, что время запаздывания регулирующего воздействия составляет  $\tau_{зап} = 10$  с (см. рис. 7, б), изменение давления в ресивере не превысит 25 кПа или 0,5 %.

## Выводы

1. Получены выражения для определения диапазона регулирования производительности ПК с учетом изменения температуры всасываемого газа. При изменении  $T_{вс}$  от 45 до –65 °С объемную производительность ПК следует уменьшить на 37 %.

2. Диапазон регулирования необходимой производительности ПК изменением частоты вращения вала определяется типом привода. Для рассматриваемого ПК глубина регулирования, ограниченная технической характеристикой газопоршневого двигателя, составляет 6,25 % и может быть применена в диапазоне температур  $25\text{ °С} \leq T_{вс} \leq 45\text{ °С}$ .

3. Регулировать производительность ПК путем присоединения дополнительного мертвого объема можно во всем диапазоне изменения температуры всасываемого газа. При этом относительный дополнительный мертвый объем изменяется в интервале 0...0,2.

## Литература

- [1] Костюк А.Г., ред. *Турбины тепловых и атомных электрических станций*. Москва, изд-во МЭИ, 2001. 488 с.
- [2] Михальцев В.Е., Моляков В.Д. *Расчет параметров цикла при проектировании газотурбинных двигателей и комбинированных установок*. Москва, изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 58 с.
- [3] Колоколова Н.А., Гаррис Н.А. О выборе способа прокладки трубопроводов в районах вечной мерзлоты. *Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья*, 2013, № 1, с. 13–17.
- [4] Усинск: почасовой прогноз на 10.09.2019. URL: <https://world-weather.ru/pogoda/russia/usinsk/10-september/#2019> (дата обращения 15 февраля 2022).
- [5] ГОСТ Р 54403–2011. *Установки газотурбинные для привода турбогенераторов. Общие технические условия*. Москва, Стандартинформ, 2012. 14 с.
- [6] Компрессоры Ариель мировой стандарт качества. URL: <https://docplayer.com/46570232-Kompressory-ariel-mirovoy-standart-kachestva.html> (дата обращения 15 февраля 2022).
- [7] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры*. Т. 1. Теория и расчет. Москва, Колосс, 2006. 398 с.
- [8] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры*. Т. 2. Основы проектирования. Конструкции. Москва, Колосс, 2008. 711 с.

- [9] ГСССД 160–93. *Таблицы стандартных справочных данных. Газ природный расчетный. Плотность, фактор сжимаемости, энтальпия, энтропия, изобарная теплоемкость, скорость звука, показатель адиабаты и коэффициент объемного расширения при температурах 250-450 К и давлениях 0,1-12 Мпа.* Москва, Госсандарт, ГСССД, 1993. 21 с.
- [10] Френкель М.И. *Поршневые компрессоры.* Ленинград, Машиностроение, 1969. 744 с.
- [11] Electrical variable clearance pocket system for natural gas applications. *hoerbiger.com: веб-сайт.* <https://www.hoerbiger.com/en-1/pages/618> (дата обращения: 15.01.2022).

## References

- [1] Kostyuk A.G., ed. *Turbiny teplovykh i atomnykh elektricheskikh stantsiy* [Turbines of thermal and nuclear power plants]. Moscow, Izd-vo MEI Publ., 2001. 488 p. (In Russ.).
- [2] Mikhal'tsev V.E., Molyakov V.D. *Raschet parametrov tsikla pri proektirovanii gazoturbinykh dvigateley i kombinirovannykh ustanovok* [Calculation of cycle parameters at design of gas-turbine engines and integrated plants]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2014. 58 p. (In Russ.).
- [3] Kolokolova N.A., Garris N.A. About the choice of method of laying pipelines in permafrost. *Transport i khranenie nefteproduktov i uglevodrodnogo syr'ya* [Transport and Storage of Oil and Hydrocarbons], 2013, no. 1, pp. 13–17. (In Russ.).
- [4] Usinsk: pochasovoy prognoz na 10.09.2019 [Usinsk: hourly forecast for 09.10.2019]. Available at: <https://world-weather.ru/pogoda/russia/usinsk/10-september/#2019> (accessed 15 February 2022). (In Russ.).
- [5] GOST R 54403–2011. *Ustanovki gazoturbinye dlya privoda turbogeneratorov. Obshchie tekhnicheskie usloviya* [State standard GOST R 54403-2011. Stationary gas turbines for drive of turbogenerators. General specifications]. Moscow, Standartinform Publ., 2012. 14 p. (In Russ.).
- [6] *Kompressory Ariyel'. Mirovoy standart kachestva* [Ariel compressors world standard of quality]. Available at: <https://docplayer.com/46570232-Kompressory-ariyel-mirovoy-standart-kachestva.html> (accessed 15 February 2022). (In Russ.).
- [7] Plastinin P.I. *Porshnevye kompressory. T. 1. Teoriya i raschet* [Piston compressors. Vol. 1. Theory and calculation]. Moscow, Koloss Publ., 2006. 398 p. (In Russ.).
- [8] Plastinin P.I. *Porshnevye kompressory. T. 2. Osnovy proektirovaniya. Konstruktsii* [Piston compressors. Vol. 2. Design fundamentals. Constructions]. Moscow, Koloss Publ., 2008. 711 p. (In Russ.).
- [9] ГСССД 160-93. *Tablitsy standartnykh spravochnykh dannykh. Gaz prirodnyy raschetnyy. Plotnost', faktor szhimaemosti, ental'piya, entropiya, izobarnaya teploemkost', skorost' zvuka, pokazatel' adiabaty i koeffitsient ob"emnogo rasshireniya pri temperaturakh 250-450 K i davleniyakh 0,1-12 Мпа* [9 GSSSD 160-93. Tables of standard reference data. Natural gas rated. Density, compressibility factor, enthalpy, entropy, isobaric specific heat, velocity of sound, index of adiabat and coefficient of volume thermal expansion in the temperature range 250...450 K and pressure range 0,1...12 MPa]. Moscow, Gossandart Publ., GSSSD Publ., 1993. 21 p. (In Russ.).
- [10] Frenkel' M.I. *Porshnevye kompressory* [Piston compressors]. Leningrad, Mashinostroiye Publ., 1969. 744 p. (In Russ.).
- [11] Electrical variable clearance pocket system for natural gas applications. *hoerbiger.com: website.* <https://www.hoerbiger.com/en-1/pages/618> (accessed: 15.01.2022).

Статья поступила в редакцию 14.03.2022

## Информация об авторах

**ДЕГТЯРЕВА Татьяна Сергеевна** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: tatserd@yandex.ru).

**ПЕРЕВАЛОВ Павел Сергеевич** — ведущий инженер. ООО «СервисЭНЕРГАЗ» (105082, Москва, Российская Федерация, ул. Большая Почтовая, д. 55/59, стр. 1, e-mail: gift96@yandex.ru).

## Information about the authors

**DEGTYAREVA Tatyana Sergeevna** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Vacuum and Compressor Equipment. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: tatserd@yandex.ru).

**PEREVALOV Pavel Sergeevich** — Leading Engineer. LLC ServicENERGAS (105082, Moscow, Russian Federation, Bolshaya Pochtovaya St., Bldg. 55/59, Block 1, e-mail: gift96@yandex.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Дегтярева Т.С., Перевалов П.С. Выбор способа регулирования производительности поршневого компрессора при изменении температуры всасываемого газа. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 4, с. 34–42, doi: 10.18698/0536-1044-2022-4-34-42

### Please cite this article in English as:

Degtyareva T.S., Perevalov P.S. Selection of the Method for Reciprocating Compressor Capacity Control When the Suction Gas Temperature Changes. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 4, pp. 34–42, doi: 10.18698/0536-1044-2022-4-34-42



## Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям монографию В.Г. Цегельского «Эволюция далеких от равновесия термодинамических систем в примерах»

Проанализированы условия, определяющие процесс эволюции в изолированных и открытых неравновесных термодинамических системах. Особое внимание уделено открытым неравновесным системам, далеким от равновесия. Экспериментально-расчетным путем показано, что неравновесные процессы, протекающие в гидродинамике, теплообмене, аэродинамике, магнетизме, гетерогенных каталитических и гомогенных периодических химических реакциях, в биологических системах и ряде других, подчиняются одним и тем же закономерностям изменения состояний неравновесных термодинамических систем в процессе их эволюции. В основе этих закономерностей лежит общий принцип, сформулированный в виде аксиомы о стремлении к совершенству процессов в природе. Представлены схемы процессов эволюции неравновесных термодинамических систем, имеющих как несколько неперекрываваемых, так и перекрываваемых стационарных состояний. Полученные закономерности эволюции неравновесных систем применены к атмосфере Земли. Показано влияние некоторых природных и антропогенных факторов, увеличивающих производство энтропии в атмосфере и приближающих ледниковый период на Земле.

Для широкого круга научных работников, преподавателей, инженеров и аспирантов, специализирующихся в области термодинамики, физики, химии, биологии, экологии и др.

### По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.  
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;  
press@baumanpress.ru; <https://bmstu.press>