

# АНАЛИЗ РАБОТЫ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

А. Г. Никифоров<sup>1</sup>, Л. А. Муслова<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Смоленская государственная сельскохозяйственная академия,  
Россия, 214000, г. Смоленск, Большая Советская улица, 10/2  
<sup>2</sup>Санкт-Петербургский университет МВД,  
Россия, 198206, г. Санкт-Петербург, ул. Летчика Пилютова, д. 1

**Работа компрессорного оборудования связана с постоянным изменением внешних условий (давлений в линиях всасывания и нагнетания, температуры всасывания, состава всасываемого газа), что естественно отражается на эффективности рабочего процесса и может привести к недопустимым режимам эксплуатации.**

**Паспортные данные компрессоров соответствуют номинальным режимам работы. В статье представлены исследования, позволяющие дополнять эксплуатационную документацию сведениями о допустимых режимах работ. Представленные данные могут позволить корректно разработать систему автоматизации с допустимыми уровнями блокировок.**

**Ключевые слова:** поршневой компрессор, режим работы, коэффициент подачи, изотермический КПД.

## Введение

Компрессорное оборудование позволяет обеспечивать технологические процессы необходимым газом с соответствующими параметрами (производительность, давление и температура). Проектирование компрессоров идёт именно на номинальные технологические параметры. Однако нередки случаи, когда параметры на входе или на выходе компрессора изменяются, что естественным образом отражается на эффективности рабочего процесса или вообще может привести к недопустимым режимам работы компрессоров.

Воздушные поршневые компрессоры, обеспечивающие различные производства сжатым воздухом с давлением нагнетания до 1 МПа забирают рабочее тело из атмосферы, поэтому влияние на эффективность рабочего процесса в значительной мере оказывает температура окружающей среды (для областей РФ наиболее распространённым диапазоном изменения температуры является условный диапазон  $-40\text{ }^{\circ}\text{C} \dots +40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) колебания давления редко превышают 10 % от нормального (101 325 Па) [1].

Для поршневых компрессоров технологических установок изменения могут затронуть все входные параметры, включая состав сжимаемого газа и также давление нагнетания. Такие случаи нередки в силу зависимости указанных параметров от другого оборудования, связанного в единый технологический процесс [2].

Таким образом, актуальным становится выполнение проектных расчётов с целью определения диапазонов входных и выходных параметров проектируемого компрессора с гарантированной безаварийной работой. Такие данные могут быть использованы в дальнейшем при настройке блокировочных параметров систем автоматизации.

## Объект исследования

Поршневой воздушный компрессор с давлением всасывания — 0,1 МПа; давлением нагнетания — до 1 МПа, диаметр цилиндра 0,08 м; ход поршня 0,075 м; частота вращения вала 500 об/мин.

Вторым типом компрессоров, применяемых на нефтеперерабатывающих предприятиях, является водородный циркуляционный компрессор с давлением всасывания — 3,43 МПа; давлением нагнетания — 5,38 МПа, диаметр цилиндра 0,25 м; ход поршня 0,12 м; температура всасывания — 308 К, коэффициент адиабаты — 1,35; частота вращения вала 500 об/мин [2].

## Методика исследования

Реализация методики расчёта основана на модели второго уровня с сосредоточенными параметрами газа. Данные модели широко применяются для решения подобных задач.

При разработке математической модели рабочих процессов ПК был принят ряд допущений, позволяющих адекватно описывать процессы, происходящие в камере ПК, не загромождая при этом расчёты второстепенными факторами: допущение о сосредоточенности параметров сжимаемого газа; не учитывается теплота трения поршневых колец, подводимая к цилиндру; учитывается только конвективный теплообмен; процессы в рабочей камере и процесс теплопередачи рассматриваются как квазистационарные; предполагается равенство коэффициента теплоотдачи на всех внутренних поверхностях рабочей камеры.

Основные уравнения представлены ниже.

$$dU_n = dA_n - dQ_n \pm dm_n \cdot i_{r,n} \quad (1)$$

$$dA_n = P_{r,n} \cdot S_{\Pi} \cdot C_{\Pi,n} \cdot d\tau, \quad (2)$$

$$T_{r,n} = \frac{U_n}{m_n \cdot C_{BV}}, \quad (3)$$

$$P_{r,n} = \frac{m_n \cdot R \cdot T_{r,n}}{V_n}, \quad (4)$$

$$dm_n = \alpha \cdot \varepsilon_{p,n} \cdot f_n \sqrt{2\rho_{r,n} \cdot \Delta P_n} \cdot d\tau, \quad (5)$$

$$m_{\text{пл}} \frac{d^2 \bar{h}_n}{d\tau^2} = \bar{F}_{r,n} + \bar{F}_{\text{пр},n} + \bar{G} + \bar{F}_{\text{тр},n}. \quad (6)$$

Обозначения и сокращения:

$dU_n$  — изменение внутренней энергии газа на  $n$ -м временном слое, Дж [3];

$dQ_n$  — количество теплоты, отведённое от газа или подведённое к нему за время  $d\tau$ , Дж;

$dA_n$  — работа, совершённая над газом или самим газом, Дж [4];

$S_{\Pi}$  — площадь поршня, м<sup>2</sup>;

$C_{\Pi,n}$  — скорость поршня на  $n$ -м временном слое, м/с [5];

$T_{r,n}$  — температура газа на  $n$ -м временном слое, К;

$\tau$  — текущее время процесса, с;

$i_{r,n}$  — энтальпия всасываемого или нагнетаемого газа на  $n$ -м временном слое, Дж/кг [6–14];

$dm_n$  — масса газа, проходящего через клапаны всасывая или нагнетания на  $n$ -м временном слое, кг [12];

$m_n$  — масса сжимаемого газа, кг;

$C_{BV}$  — теплоёмкость газа при постоянном объёме, Дж/К·кг;

$P_{r,n}$  — давление сжимаемого газа на  $n$ -м временном слое, Па [12];

$R$  — газовая постоянная, Дж/К·кг;

$V_n$  — объём газа на  $n$ -м временном слое, м<sup>3</sup>;

$\alpha$  — коэффициент расхода для тарельчатых клапанов был принят по рекомендациям [6] —  $\alpha = 0,7$ ;

$\Delta P_n$  — разность давлений газа на клапане на  $n$ -м временном слое, Па;

$m_{\text{пл}} \frac{d^2 \bar{h}_n}{d\tau^2}$  — сила инерции запорного элемента клапана, Н;

$m_{\text{пл}}$  — масса запорного элемента клапана, кг;

$F_{r,n}$  — суммарная сила, действующая на пластину со стороны газа, Н;

$F_{\text{пр},n}$  — сила упругости пружины, Н;

$G$  — вес запорного элемента клапана, Н;

$F_{\text{тр},n}$  — сила трения газа, Н.

Расчёт рабочих процессов ПК производился в программе Turbo Pascal, которая позволяет исследовать рабочие процессы ступени ПК, определить мгновенные параметры состояния сжимаемого газа, поле температур деталей, формирующих рабочую камеру, интегральные характеристики ступени (среднюю температуру нагнетаемого газа, количество отведённого тепла, индикаторную мощность и др.)

## Результаты

С использованием разработанной методики расчёта был выполнен расчётно-параметрический анализ интегральных характеристик компрессора.

В первой части исследования рассмотрены результаты моделирования воздушного компрессора.

Представленные данные на рис. 1 позволяют судить о возможности получения того или ино-

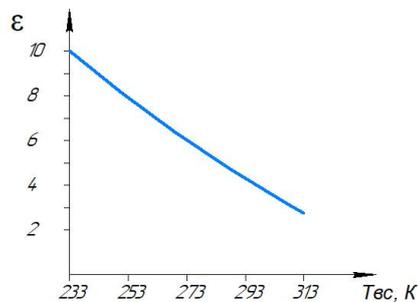


Рис. 1. Зависимость степени повышения давления от температуры всасывания  
Fig. 1. Dependence of pressure ratio on suction temperature

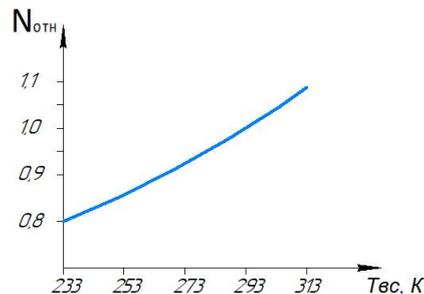


Рис. 2. Зависимость относительной потребляемой мощности от температуры всасывания  
Fig. 2. Dependence of relative power consumption on suction temperature

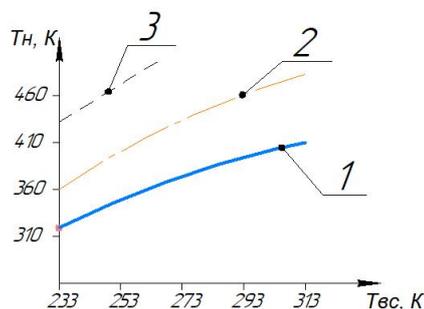


Рис. 3. Зависимость температуры нагнетания от температуры всасывания:  
1 —  $\varepsilon = 3$ ; 2 —  $\varepsilon = 5$ ; 3 —  $\varepsilon = 8$   
Fig. 2. Dependence of relative power consumption on suction temperature:  
1 —  $\varepsilon = 3$ ; 2 —  $\varepsilon = 5$ ; 3 —  $\varepsilon = 8$

го давления в зависимости от температуры газа на всасывании. Поскольку ограничивающим фактором является допустимая температура нагнетания, то, учитывая установленные ограничения для компрессоров общего назначения [6, 15] в 454 К, можно представить получаемое давление на производстве в зависимости от погодных условий. Также полученные данные можно использовать при эксплуатации компрессорного оборудования в различных климатических зонах, при этом рекомендации и также условия для автоматического подключения холодильного оборудования на всасывании газа в компрессор могут быть представлены в паспорте.

На рис. 2 показано изменение потребляемой мощности компрессором в зависимости от температуры всасывания. Здесь под относительной мощностью понимается отношение мощности при

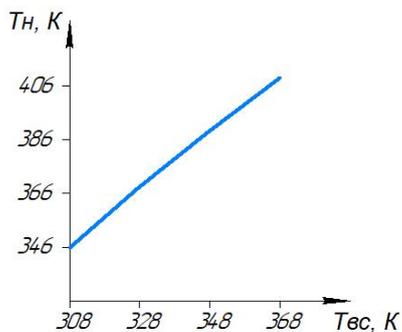


Рис. 4. Зависимость температуры нагнетания от температуры всасывания  
Fig. 4. Dependence of the discharge temperature on the suction temperature

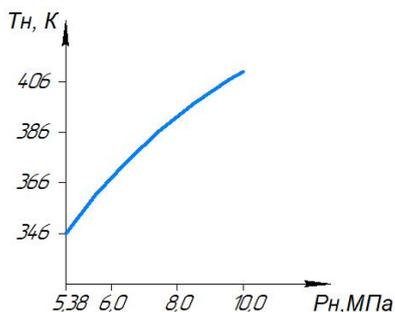


Рис. 5. Зависимость температуры нагнетания от давления нагнетания  
Fig. 5. Dependence of discharge temperature on discharge pressure

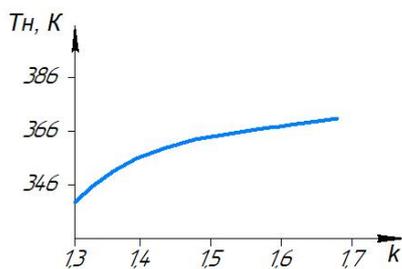


Рис. 6. Зависимость температуры нагнетания от коэффициента адиабаты сжимаемого газа  
Fig. 6. Dependence of the discharge temperature on the adiabatic coefficient of the compressed gas

текущей температуре всасывания к мощности при температуре 20 °С. Данные в таком виде, представленные в паспорте на компрессор, помогут энергетикам, эксплуатирующим оборудование, прогнозировать затраты энергии и закладывать на будущее обоснованное финансирование на объект.

Представленные на рис. 3 графики позволяют определиться с допустимым режимом работы компрессора при изменении внешних условий.

Во второй части исследования рассмотрены результаты моделирования водородного циркуляционного компрессора. Отметим, что, согласно нормативной документации, допустимая температура в водородном компрессоре не должна превышать значения 408 К [16].

Представленная зависимость на рис. 4 позволит определить допустимое повышение температуры на входе в компрессор. Такая ситуация довольно ча-

сто возникает на нефтеперерабатывающих производствах, поскольку горячий газ после реакции должен пройти теплообменное оборудование, которое при изменении технологических параметров может не справиться с тепловой нагрузкой.

Рост давления в коммуникациях за компрессором также не редкое явление, связанное с повышением сопротивления в технологической схеме. Представленная зависимость на рис. 5 позволит определить допустимый предел повышения давления в линии нагнетания компрессора.

В схемах циркуляции водородсодержащего газа рабочим телом является смесь газов, состав которой зависит от количества используемого водорода в реакциях технологического процесса и правильной дозы подпитки свежим водородом. То есть состав газа может значительно изменяться, что моделируется изменением условного коэффициента адиабаты (рис. 6).

Полученные данные также позволяют на основе концентрации водорода не допускать критических режимов работы.

## Вывод

Представленные в статье данные могут послужить для создания программного продукта для конструкторских бюро на предприятиях компрессорной и холодильной промышленности, что повысило бы интерес потребителей к производимой продукции, особенно с настоящими условиями глобального импортозамещения в РФ.

В результате проведенного исследования получены данные, которые можно использовать в документации на компрессорное оборудование. Это позволит при эксплуатации поршневых компрессоров прогнозировать ситуации недопустимой работы оборудования, настроить систему автоматизации на параметры аварийного отключения компрессоров.

Для компрессоров общего назначения, где обычно система автоматизации отсутствует, применяется отключение компрессора по достижению предельного давления в ресивере, данные в эксплуатационной документации позволяют принимать решение самостоятельно о целесообразности использования оборудования в тех или иных внешних условиях.

## Список литературы

1. Байков И. Р., Китаев С. В., Файрушин Ш. З. Диагностирование технического состояния поршневых компрессоров // Энергобезопасность и энергосбережение. 2015. № 3 (63). С. 28–30.
2. Бусаров С. С., Беликов А. В., Капелюховский А. А., Капелюховская А. А. Анализ конкурентоспособности водородсодержащих циркуляционных компрессоров на базе тихоходных длинноходовых ступеней // Известия ТулГУ. Технические науки. 2023. Вып. 1. С. 499–503. DOI: 10.24412/2071-6168-2023-1-499-503.
3. Котлов А. А., Бураков А. В. Сравнительный анализ работы одноступенчатого поршневого компрессора, сжимающего различные газы // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 4. С. 26–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-4-26-35.
4. Corberan J. M., Gonzalez J., Urchueguia J [et al.]. Modelling of Refrigeration Piston Compressors // International Compressor Engineering Conference. 2000. Paper 1436. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/iccec/1436> (дата обращения: 11.08.2023).

5. Davies R., Bell A. Mathematical modeling of reciprocation air compressors / Mining Technol. 1987. № 795. 69. P. 13–14.

6. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: КолосС, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.

7. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. 3-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение, 1969. 744 с.

8. Берман Я. А. Системы охлаждения компрессорных установок. Ленинград: Машиностроение. Ленингр. отд-ние. 1984. 288 с.

9. Воропай П. И. Эффективность различных способов охлаждения компрессорных цилиндров газомоторкомпрессоров // Машины и нефтяное оборудование. 1966. № 5. С. 13–19.

10. Иванов В. А. Исследование теплообмена в поршневых компрессорах: дис. ... канд. техн. наук. Омск: Изд-во ОмПИ, 1974. 140 с.

11. Щерба В. Е. Повышение эффективности работы объёмного компрессора с внешним сжатием путём впрыска жидкости // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1985. № 5. С. 71–76.

12. Юша В. Л. Повышение экономичности и безопасности работы винтового компрессора с газожидкостным рабочим телом: дис. ... канд. техн. наук. Омск Изд-во ОмПИ, 1986. 273 с.

13. Бусаров С. С., Гошля Р. Ю., Громов А. Ю., Недовенчаный А. В., Бусаров И. С., Титов Д. С. Математическое моделирование процессов теплообмена в рабочей камере тихоходной ступени поршневого компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2016. № 6. С. 6–10.

14. Прилуцкий А. И., Прилуцкий И. К., Иванов Д. Н., Демаков А. С. Теплообмен в ступенях машин объёмного действия. Современный подход // Компрессорная техника и пневматика. 2009. № 2. С. 16–23.

15. ГОСТ 10393-2014. Компрессоры, агрегаты компрессорные с электрическим приводом и установки компрессорные с электрическим приводом для железнодорожного подвижного состава. Общие технические условия. Введ. 2015–07–01. Москва: Стандартинформ, 2016. 21 с.

16. ГОСТ 31843-2013. Нефтяная и газовая промышленность. Компрессоры поршневые. Общие технические требования. Введ. 2015–02–01. Москва: Стандартинформ, 2015. 166 с.

**НИКИФОРОВ Александр Георгиевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой механизации Смоленской государственной сельскохозяйственной академии, г. Смоленск.

SPIN-код: 9236-5572

AuthorID (РИНЦ): 812960

Адрес для переписки: bssi1980@mail.ru

**МУСЛОВА Любовь Анатольевна**, кандидат педагогических наук, доцент кафедры иностранных языков Санкт-Петербургского университета МВД, г. Санкт-Петербург.

#### Для цитирования

Никифоров А. Г., Муслова Л. А. Анализ работы одноступенчатых поршневых компрессоров при различных режимах эксплуатации // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 3. С. 9–14. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-9-14.

Статья поступила в редакцию 28.08.2023 г.

© А. Г. Никифоров, Л. А. Муслова

# THE ANALYSIS OF SINGLE-STAGE PISTON COMPRESSORS OPERATION UNDER VARIOUS CONDITIONS

A. G. Nikiforov<sup>1</sup>, L. A. Muslova<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Smolensk State Agrarian Academy,  
Russia, Smolensk, Bolshaya Sovetskaya St., 10/2, 214000

<sup>2</sup> St. Petersburg University of the Ministry of Internal Affairs,  
Russia, Saint Petersburg, Letchik Pilyutov St., 1, 198206

The operation of compressor equipment is associated with a constant change in external conditions (pressures in the suction and discharge lines, suction temperature, intake gas composition), which naturally affects the efficiency of the working process and can lead to unacceptable operating conditions. The passport data of the compressors correspond to the nominal operating modes. The paper presents studies allowing to supplement the operational documentation with information about the permissible modes of operation. The presented data may allow us to correctly develop an automation system with acceptable levels of locks.

**Keywords:** piston compressor, operating mode, feed ratio, isothermal efficiency.

## References

1. Baykov I. R., Kitayev C. B., Fayrushin Sh. Z. Diagnostirovaniye tekhnicheskogo sostoyaniya porshnevnykh kompressorov [Diagnostics of reciprocating compressors] // Energobezopasnost' i energosberezheniye. *Energy Safety and Energy Saving*. 2015. No. 3 (63). P. 28–30. (In Russ.).
2. Busarov S. S., Belikov A. V., Kapelyukhovskiy A. A., Kapelyukhovskaya A. A. Analiz konkurentosposobnosti vodorodosoderzhashchikh tsirkulyatsionnykh kompressorov na baze tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney [Analysis of the competitiveness of hydrogen-containing circulating compressors based on low-speed long-stroke stages] // *Izvestiya TulGU. Tekhnicheskiye nauki. Izvestiya Tula State University. Technical Science*. 2023. Issue. 1. P. 499–503. DOI: 10.24412/2071-6168-2023-1-499-503. (In Russ.).
3. Kotlov A. A., Burakov A. V. Sravnitel'nyy analiz raboty odnostupenchatogo porshneвого kompressora, szhimayushchego razlichnyye gazy [Comparative analysis of single-stage reciprocating compressor compressing different gases] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2019. Vol. 3, no. 4. P. 26–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-4-26-35. (In Russ.).
4. Corberan J. M., Gonzalez J., Urchueguia J [et al.]. Modelling of Refrigeration Piston Compressors // *International Compressor Engineering Conference*. 2000. Paper 1436. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1436> (accessed: 11.08.2023). (In Engl.).
5. Davies R., Bell A. Mathematical modeling of reciprocation air compressors / *Mining Technol*. 1987. No. 795. 69. P. 13–14. (In Engl.).
6. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and calculation]. 3rd ed. Moscow, 2006. 456 p. ISBN 5-9532-0428-0. (In Russ.).
7. Frenkel M. I. Porshnevyye kompressory. Teoriya, konstruktzii i osnovy proyektirovaniya [Piston compressors. Theory, designs and basics of design]. 3rd ed., revised and additional. Leningrad, 1969. 744 p. (In Russ.).
8. Berman Ya. A. Sistemy okhlazhdeniya kompressornykh ustanovok [Cooling systems for compressor plants]. Leningrad, 1984. 288 p. (In Russ.).
9. Voropay P. I. Effektivnost' razlichnykh sposobov okhlazhdeniya kompressornykh tsilindrov gazomotorkompressorov [Efficiency of various methods of cooling compressor cylinders of gas engine compressors] // *Mashiny i neftyanoye oborudovaniye. Machines and Oil Equipment*. 1966. No. 5. P. 13–19. (In Russ.).
10. Ivanov V. A. Issledovaniye teploobmena v porshnevnykh kompressorakh [Study of heat transfer in reciprocating compressors]. Omsk, 1974. 140 p. (In Russ.).
11. Shcherba V. E. Povysheniye effektivnosti raboty ob'yemnogo kompressora s vneshnim szhatiyem putam vpryska zhidkosti [Improving the efficiency of a volumetric compressor with external compression by liquid injection] // *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 1985. No. 5. P.71–76. (In Russ.).
12. Yusha V. L. Povysheniye ekonomichnosti i bezopasnosti raboty vintovogo kompressora s gazozhidkostnym rabochim telom [Improving the efficiency and safety of the screw compressor with a gas-liquid working fluid]. Omsk, 1986. 273 p. (In Russ.).
13. Busarov S. S., Goshlya R. Yu., Gromov A. Yu., Nedovenchanyy A. V., Busarov I. S., Titov D. S. Matematicheskoye modelirovaniye protsessov teploobmena v rabochey kamere tikhokhodnoy stupeni porshneвого kompressora [Mathematical modeling of processes of heat exchange in the working chamber of low-speed reciprocating compressors Stage] // *Kompressorная tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2016. No. 6. P. 6–10. (In Russ.).
14. Prilutskiy A. I., Prilutskiy I. K., Ivanov D. N., Demakov A. S. Teploobmen v stupenyakh mashin ob'yemnogo deystviya. Sovremennyy podkhod [Heat transfer in the steps of volumetric machines. Modern approach] // *Kompressorная tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2009. No. 2. P. 16–23. (In Russ.).
15. GOST 10393-2014. Kompressory, agregaty kompressornyye s elektricheskim privodom i ustanovki kompressornyye s elektricheskim privodom dlya zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava. Obshchiye tekhnicheskiye usloviya. [Compressors,

electrically driven compressor sets and compressor units for the railway rolling stock. General specifications]. Moscow, 2016. 21 p. (In Russ.).

16. GOST 31843-2013. Neftyanaya i gazovaya promyshlennost'. Kompresory porshnevyye. Obshchiye tekhnicheskiye trebovaniya [Petroleum and natural gas industries. Reciprocating compressors. General technical requirements]. Moscow, 2015. 166 p. (In Russ.).

**NIKIFOROV Alexander Georgievich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Mechanization Department, Smolensk State Agrarian Academy, Smolensk.

SPIN-code: 9236-5572

AuthorID (RSCI): 812960

Correspondence address: bssi1980@mail.ru

**MUSLOVA Lyubov Anatolyevna**, Candidate of Pedagogy Sciences, Associate Professor of Foreign Languages Department, St. Petersburg University of the Ministry of Internal Affairs, Saint Petersburg.

**For citations**

Nikiforov A. G., Muslova L. A. The analysis of single-stage piston compressors operation under various conditions // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 3. P. 9–14. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-9-14.

**Received August 28, 2023.**

© **A. G. Nikiforov, L. A. Muslova**