

DOI: 10.18721/JEST.24408
УДК 62-97/-98

С.С. Бусаров, В.Л. Юша

Омский государственный технический университет, г. Омск, Россия

**ПЕРСПЕКТИВЫ СОЗДАНИЯ
МАЛОРАСХОДНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ
СРЕДНЕГО И ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ
НА БАЗЕ УНИФИЦИРОВАННЫХ
ТИХОХОДНЫХ ДЛИННОХОДОВЫХ СТУПЕНЕЙ**

Создание тихоходных длинноходовых компрессорных агрегатов позволило получить квазиизотермические ступени с температурой нагнетаемого газа до 450 К и давлением в одной ступени до 12 МПа. Предлагаемая в работе альтернативная замена малорасходных мембранных и многоступенчатых компрессорных агрегатов на тихоходные позволит, благодаря возможности получения высокого давления в одной ступени сжатия, снизить массогабаритные параметры агрегата в целом. Однако до настоящего времени не был затронут вопрос унификации таких ступеней для создания многоцилиндровых агрегатов на базе тихоходных длинноходовых ступеней. Приведённый в настоящей работе пример позволил получить для ограниченного диапазона параметров унифицированный ряд тихоходных ступеней. Дальнейшее развитие темы унификации возможно выполнить только с помощью методов оптимизации, для чего необходимо получить обширные экспериментальные и теоретические данные.

Ключевые слова: поршневой компрессор, математическая модель, температура нагнетания, унификация, изотермический КПД, параметрический анализ.

Ссылка при цитировании:

С.С. Бусаров, В.Л. Юша. Перспективы создания малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления на базе унифицированных тихоходных длинноходовых ступеней // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.24408.

S.S. Busarov, V.L. Yusha

Omsk State Technical University, Omsk, Russia

**PROSPECTS FOR CREATING LOW-FLOW COMPRESSOR UNITS
WITH MEDIUM AND HIGH PRESSURE BASED
ON UNIFIED LOW-SPEED LONG-STROKE STAGES**

Creation of low-speed long-stroke compressor units has now made it possible to obtain quasi-isothermal stages with temperatures of injected gas up to 450K and pressures of one stage up to 12 MPa. The alternative replacing low-flow membrane and multistage compressor units with low-speed ones, offered in this paper, should allow to reduce the weight and size parameters of the unit as a whole by obtaining high pressure in one compression stage. However, unification of such stages for creating multi-cylinder units based on low-speed long-stroke stages has not been discussed until now. The example given in this paper allows to obtain a unified series of low-speed stages for a limited range of parameters. Further development of the unification theme is possible only with the help of optimization methods; extensive experimental and theoretical data have to be obtained for this purpose.

Keywords: piston compressor, mathematical model, discharge temperature, unification, isothermal efficiency, parametric analysis.

Citation:

S.S Busarov, V.L. Yusha, Prospects for creating low-flow compressor units with medium and high pressures based on unified low-speed long-stroke stages, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 80–89, DOI: 10.18721/JEST.24408

Введение

Для сжатия различных газов до давлений 3–10 МПа при малых производительностях применяют мембранные или многоступенчатые поршневые компрессорные агрегаты. Громоздкость таких агрегатов, наряду со сложными системами смазки, низкой технологичностью и недостаточно высоким ресурсом работы, ограничивает и усложняет их эксплуатацию в составе мобильных компрессорных установок.

Опубликованные результаты исследования тихоходных длинноходовых компрессорных агрегатов с линейным приводом позволяют говорить о возможности их применения в указанном диапазоне давлений нагнетания в качестве альтернативного компрессорного агрегата малой производительности [13]. Особенность конструкции бесшмазочных тихоходных длинноходовых поршневых ступеней таких компрессорных агрегатов – большое значение величины отношения хода поршня к диаметру цилиндра – 5–15 [1, 20]. При обеспечении времени цикла 2–4 с и наличии интенсивного внешнего охлаждения [1] такие агрегаты позволяют для различных газов получать давления до 12 МПа [14] в одной ступени при допустимом температурном режиме [9].

Поскольку линейные приводы, применяемые в таком агрегате, хорошо изучены, то основной элемент исследования – это непосредственно поршневая ступень. Естественно, как и любой объект на начальной стадии изучения, тихоходная ступень не лишена недостатков. Можно выделить основные проблемы, которые ещё предстоит решить: изучение динамики ступени, уравни-

вание и работа механизма газораспределения. Последняя проблема связана с работоспособностью ступени, поскольку требования по герметичности [6], предъявляемые к существующим самодействующим клапанам, неприемлемы для разрабатываемых ступеней. Разработанные клапаны имеют на один два порядка меньшие зазоры в закрытом состоянии [15], но тем не менее требуют совершенствования.

Проведённый ранее в работе [16] теоретический анализ наглядно показал ожидаемые преимущества разрабатываемых многоцилиндровых агрегатов на базе тихоходных ступеней перед существующими многоступенчатыми поршневыми и мембранными компрессорами. Это повышение технологичности за счёт унификации, снижение массы и габаритных размеров, улучшение ремонтпригодности и др. Так, ожидается снижение массогабаритных параметров на 30–60 %. Эти преимущества во многом зависят от выбора основных размеров и параметров ступени. Поэтому необходимо научное обоснование оптимизации многоцилиндровых агрегатов.

Учитывая сказанное, **целью данной работы** является определение возможности унификации конструктивных и режимных параметров тихоходных ступеней на основе принятых минимальных значений коэффициента подачи и индикаторного КПД.

Материал и методика работы (описание используемых методов и конкретного объекта исследования)

Объект параметрического анализа – тихоходная длинноходовая бесшмазочная ступень поршневого компрессора. Исследуемые пара-

метры: диаметр цилиндра тихоходной ступени – 0,02–0,12 м; ход поршня тихоходной ступени – 0,2–1 м; температура охлаждающей жидкости – 290 К; охлаждающая жидкость – вода; рабочее тело – воздух; начальная температура газа на всасывании – 292 К; давление всасывания – 0,1 МПа; давление нагнетания – 5 МПа; продолжительность рабочего цикла – 2–4 с.

Уточненная методика расчёта позволяет полностью моделировать рабочий процесс тихоходной ступени с учётом реальной работы клапанов, в том числе газовых потоков через неплотности рабочей камеры, а именно через закрытые клапаны и цилиндропоршневое уплотнение (манжеты). Моделируется квазистационарный процесс теплопередачи от сжимаемого газа к охлаждающей среде через стенки рабочей камеры и создаётся массив данных, содержащий все текущие параметры состояния рабочего тела. Выходными данными в методике являются интегральные характеристики, позволяющие сравнивать проектируемые объекты с существующими [14].

Начальными параметрами в методике являются: начальная температура газа; давление в стандартной точке нагнетания и всасывания;

относительная влажность воздуха; параметры рабочего тела: газовая постоянная, теплоемкость газа, коэффициент теплопроводности газа, конструктивные и режимные параметры объекта – диаметр цилиндра рабочей камеры, ход поршня, абсолютное значение величины мертвого объема, время цикла; параметры материала деталей, формирующих рабочую камеру – плотность, теплоемкость, коэффициент теплопроводности; толщины стенок деталей; параметры клапанов, позволяющие рассчитать газовые потоки через них; приведённый коэффициент теплоотдачи на внешних поверхностях ступени.

Текущие параметры в создаваемом массиве данных – температура газа, давление газа, температура элементов стенок рабочей камеры, тепловые потоки, масса газа в рабочей камере – могут быть использованы для анализа рабочего процесса, построения различных графиков и зависимостей.

Интегральные характеристики ступени – средняя температура нагнетаемого газа, коэффициент подачи, изотермический индикаторный КПД, мощность – выводятся отдельным файлом.

Расчетная схема подробно рассмотрена в работе [21] и представлена на рис. 1.

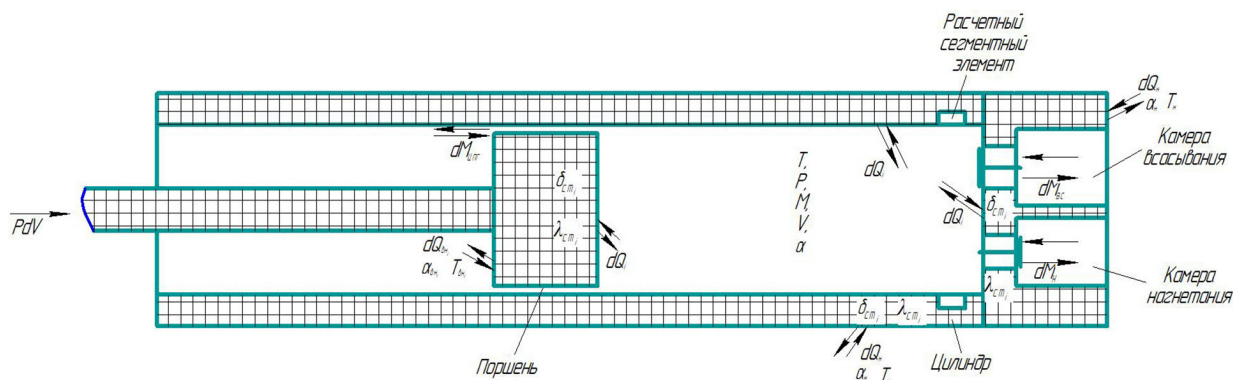


Рис. 1. Схема длинноходовой тихоходной ступени поршневого компрессора использованной в методике расчёта

Fig. 1. The scheme of the long-stroke low-speed stage of the piston compressor used in the calculation procedure

Упрощающие допущения при создании данной методики расчёта соответствуют общепринятым для данного класса математических моделей [2, 8, 10, 11, 17–19]:

рабочее тело является непрерывной и гомогенной средой;

текущие параметры рабочего тела имеют осреднённое значение в каждой точке камеры сжатия;

не учитывается изменение потенциальной и кинетической энергии рабочего тела;

считается, что выделившаяся теплота при трении манжетных уплотнений полностью рассеивается в окружающую среду;

не учитываются пульсация газа во всасывающем и нагнетательном патрубках (давления принимаются постоянными);

истечение рабочего газа через самодействующие клапаны и неплотности рабочей камеры считается адиабатным;

теплообмен между газом и стенками рабочей камеры – конвективный; теплоотдача на внешних поверхностях стенок рабочей камеры определяется при постоянном по времени коэффициенте теплоотдачи, выбранном для рассматриваемого участка теплообменной поверхности.

Уточненная методика расчета рабочего процесса тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней основана на следующих уравнениях [9, 19]:

$$U_n = U_{n-1} + dU_n; \quad (1)$$

$$dU_n = dA_n - dQ_n \pm dm_n i_{\Gamma n}; \quad (2)$$

$$T_{\Gamma n} = \frac{U_n}{m_n C_{BV}}; \quad (3)$$

$$m_n = m_{n-1} + dm; \quad (4)$$

$$p_{\Gamma n} = m_n R T_{\Gamma n} / V_n; \quad (5)$$

$$dm_n = \alpha \varepsilon_{p,n} f_n \sqrt{2\rho_{\Gamma,n} \Delta P_n} d\tau, \quad (6)$$

где U_{n-1} – внутренняя энергия газа на $(n - 1)$ -м шаге по времени, Дж;

dU_n – приращение внутренней энергии газа на n -м шаге по времени, Дж;

dQ_n – величина тепла, отданного газом или подведенного к нему за промежуток времени $d\tau$, Дж;

dm_n – приращение массы газа в рабочей камере на n -м шаге по времени с учётом утечек через клапаны и цилиндропоршневое уплотнение, кг;

$i_{\Gamma n}$ – энтальпия массы газа dm_n на n -м шаге по времени, Дж/кг;

dA_n – элементарное количество работы, Дж;

$T_{\Gamma n}$ – температура сжимаемого газа, К;

C_{BV} – теплоемкость газа при постоянном объеме, Дж/(К·кг);

m_n – масса сжимаемого газа, кг;

$p_{\Gamma n}$ – давление сжимаемого газа на n -м шаге по времени, Па;

R – газовая постоянная, Дж/(К·кг);

V_n – объем рабочей камеры на n -м шаге по времени, м³;

α – коэффициент; f_n – суммарная площади проходного сечения на n -м шаге по времени, м²;

$\rho_{\Gamma,n}$ – плотность газа на n -м временном слое, кг/м³;

ΔP_n – разность давлений на рассматриваемом элементе, Па.

Приведённая система уравнений решается численно методом элементарного баланса; при разработке программы расчёта был использован метод Эйлера второго порядка точности.

Расчетное исследование

Определение диапазонов режимных и конструктивных параметров тихоходных поршневых ступеней, внутри которых будет производиться выбор унифицированного ряда, в нашей работе основано на анализе интегральных характеристик: средней температуры нагнетаемого газа, коэффициента подачи и изотермического КПД. Учитывая мировой уровень развития компрессоростроения, значения таких параметров, как коэффициент подачи и изотермический КПД, принимаем не менее 0,5 [9]. Температуру же нагнетаемого газа принимаем в соответствии с требованиями, предъявляемыми к бесшумным уплотнительным материалам на основе фторопласта, – не более 450 К [9].

На рис. 2–5 представлены результаты параметрического анализа.

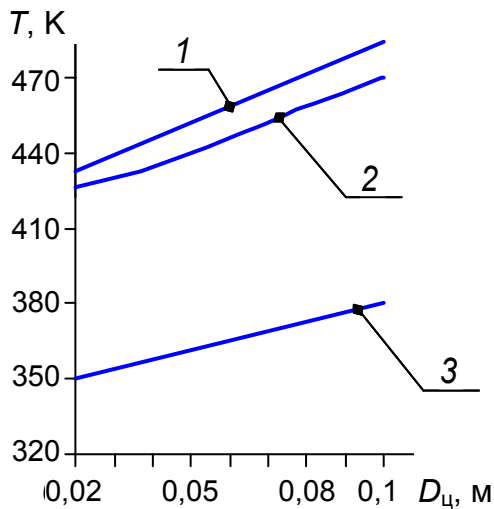


Рис. 2. Значения осредненной температуры нагнетаемого газа в зависимости от принятого в конструкции диаметра цилиндра при обеспечении хода поршня $S = 0,2$ м и различном времени цикла: 1 – $\tau = 2$ с; 2 – $\tau = 3$ с; 3 – $\tau = 4$ с

Fig. 2. The values of the average temperature of the injected gas, depending on the cylinder diameter adopted in the design, while ensuring the stroke of the piston $S = 0.2$ m and different cycle times: 1 – $\tau = 2$ s; 2 – $\tau = 3$ s; 3 – $\tau = 4$ s

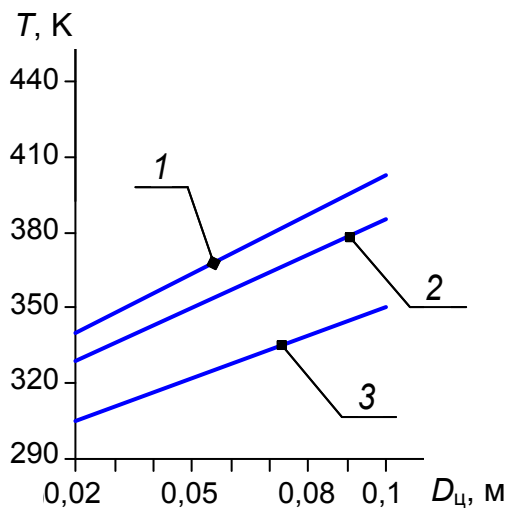


Рис. 3. Значения осредненной температуры нагнетаемого газа в зависимости от принятого в конструкции диаметра цилиндра при обеспечении хода поршня $S = 0,8$ м и различном времени цикла: 1 – $\tau = 2$ с; 2 – $\tau = 3$ с; 3 – $\tau = 4$ с

Fig. 3. The values of the average temperature of the injected gas, depending on the cylinder diameter adopted in the design, while ensuring the stroke of the piston $S = 0.8$ m and different cycle times: 1 – $\tau = 2$ s; 2 – $\tau = 3$ s; 3 – $\tau = 4$ s

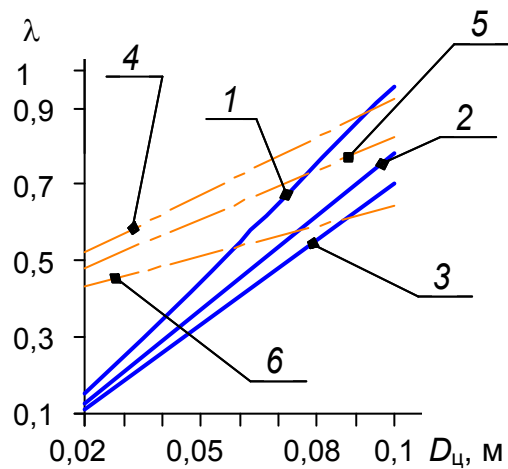


Рис. 4. Значения коэффициента подачи в зависимости от диаметра цилиндра при различных величинах хода поршня S и продолжительности цикла τ : $S = 0,2$ м (1, 2, 3) и 0,8 м (4, 5, 6); $\tau = 2$ с (1, 4), 3 с (2, 5) и 4 с (3, 6)

Fig. 4. Values of the feed rate depending on the diameter of the cylinder during the stroke of different the piston S and cycle times τ : $S = 0.2$ m (1, 2, 3) and 0,8 m (4, 5, 6); $\tau = 2$ s (1, 4), 3 s (2, 5) и 4 s (3, 6)

На рис. 2 и 3 представлены зависимости средней температуры нагнетаемого газа в зависимости от диаметра цилиндра. Видно, что увеличение диаметра ступени на рассматриваемых режимах ухудшает теплообмен с окружающей средой; связано это в первую очередь с более быстрым возрастанием массы сжимаемого газа по отношению к росту теплообменной поверхности. Поэтому целесообразно применять ступени с диаметром цилиндра до 0,1 м.

На рис. 4 представлены зависимости коэффициента подачи в зависимости от диаметра цилиндра. Как показали ранее проведенные экспериментальные исследования, увеличение диаметра ступени приводит к повышению коэффициента подачи [6]. Это связано с более быстрым ростом массы газа при увеличении объема по отношению к росту площади условных зазоров (в закрытых клапанах и цилиндропоршневых уплотнениях) [6, 15] при одинаковой величине условного зазора, зависящего в данном случае только от давления.

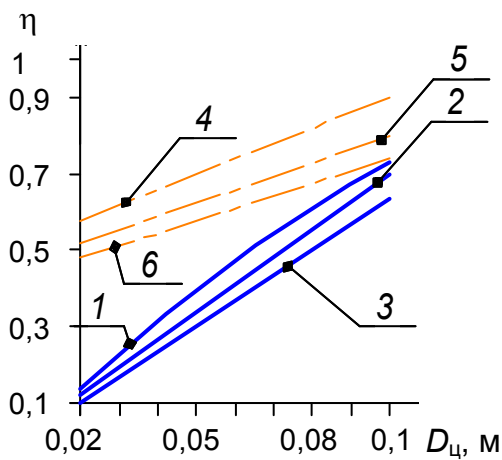


Рис. 5. Значения индикаторного изотермического КПД в зависимости от диаметра цилиндра при ходе поршня S и времени цикла τ : $S - 0,2$ м (1, 2, 3) и $0,8$ м (4, 5, 6); $\tau - 0,2$ с (1, 4), $0,3$ с (2, 5) и $0,4$ с (3, 6)

Fig. 5. The values of indicator isothermal efficiency depending on the diameter of the cylinder during the stroke of the piston S and cycle times τ : $S - 0,2$ m (1, 2, 3) and $0,8$ m (4, 5, 6); $\tau - 0,2$ s (1, 4), $0,3$ s (2, 5) и $0,4$ s (3, 6)

На рис. 5 представлены зависимости индикаторного изотермического КПД от диаметра цилиндра. Эти зависимости есть следствие двух факторов – температуры и коэффициента подачи; совокупное влияние обоих факторов на рабочий процесс обуславливает полученные значения КПД.

Учитывая обозначенные выше приемлемые значения интегральных характеристик, для каждого из рассмотренных режимов работы ступени получены эффективные диапазоны основных конструктивных и режимных параметров (рис. 6):

при $\tau = 2$ с

$$D_{ц} = 0,02 \text{ м}, S = 0,8 \text{ м}, V_e = 0,317 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$D_{ц} = 0,05 \text{ м}, S = 0,5-0,8 \text{ м} - V_e = 1,23-2,11 \text{ м}^3/\text{ч};$$

при $\tau = 3$:

$$D_{ц} = 0,05 \text{ м}, S = 0,8 \text{ м} - V_e = 1,32 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$D_{ц} = 0,08 \text{ м}, S = 0,2-0,8 \text{ м} - V_e = 1-4,1 \text{ м}^3/\text{ч};$$

при $\tau = 4$:

$$D_{ц} = 0,05 \text{ м}, S = 0,8 \text{ м} - V_e = 1,35 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$D_{ц} = 0,08 \text{ м}, S = 0,8 \text{ м} - V_e = 2,89 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

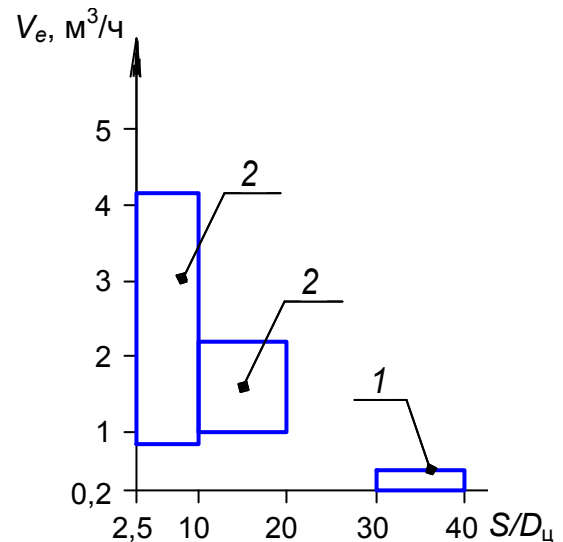


Рис. 6. Зависимость производительности ступени для различных режимов работы от соотношения хода поршня к диаметру ступени: 1 – $D_{ц} = 0,02$ м; 2 – $D_{ц} = 0,05$ м; 3 – $D_{ц} = 0,08$ м

Fig. 6. Dependence of the performance of the stage for various operating modes on the ratio of the stroke of the piston to the diameter of the stage: 1 – $D_{ц} = 0,02$ м; 2 – $D_{ц} = 0,05$ м; 3 – $D_{ц} = 0,08$ м

Обсуждение результатов

Результаты рассмотренного примера позволили для каждого из диаметров ступени в допустимых пределах показателей эффективности и температуры нагнетания определить диапазоны значений действительных производительностей ступеней. Применительно к рассмотренному примеру можно сделать следующий вывод: для обеспечения эффективных значений интегральных характеристик тихоходных ступеней и получения необходимой производительности достаточно использовать 2 типоразмера ступени – $D_{ц} = 0,02$ м, $S = 0,8$ м и $D_{ц} = 0,08$ м, $S = 0,8$ м. Они позволяют получить производительность во всём диапазоне работы тихоходных ступеней при эффектив-

ных значениях интегральных характеристик. Эти параметры ступени соответствуют ряду предпочтительных чисел в соответствии с [22].

На данном этапе исследований можно также оценить основные показатели унификации изделия [7, 12]. В качестве параметров, характеризующих степень стандартизации и унификации, используются такие понятия, как коэффициент применяемости, коэффициент повторяемости, коэффициент взаимной унификации для группы изделий.

Коэффициент унификации $K_{ун}$ определяет процент стандартных, унифицированных и заимствованных деталей [4]:

$$K_{ун} = \frac{\Sigma G_{ст} + \Sigma G_{ун} + \Sigma G_3}{\Sigma G_{общ}}, \quad (7)$$

где $\Sigma G_{ст}$ – число стандартных деталей в изделии; $\Sigma G_{ун}$ – число унифицированных деталей в изделии; ΣG_3 – число заимствованных деталей в изделии; $\Sigma G_{общ}$ – число количество деталей в изделии.

В примере $K_{ун} = 0,91$.

Коэффициент применяемости $K_{пр}$ служит показателем, оценивающим процент наименований стандартных ($N_{ст}$), унифицированных ($N_{ун}$) и заимствованных (N_3) деталей от суммарного количества типов деталей $N_{общ}$ [5]:

$$K_{пр} = \frac{\Sigma N_{ст} + \Sigma N_{ун} + \Sigma N_3}{\Sigma N_{общ}}, \quad (8)$$

где $\Sigma N_{ст}$ – число наименований стандартных деталей; $\Sigma N_{ун}$ – число наименований унифицированных деталей; ΣN_3 – число наименований заимствованных деталей; $\Sigma N_{общ}$ – общее число типов деталей в изделии

В примере $K_{пр} = 0,63$.

Коэффициент повторяемости $K_{повт}$ показывает отношение числа применяемых деталей в изделии к общему числу наименований [4]:

$$K_{повт} = \frac{\Sigma G_{общ}}{\Sigma N_{общ}}, \quad (9)$$

где $\Sigma G_{общ}$ – общее число деталей в изделии; $\Sigma N_{общ}$ – общее число наименований в изделии.

В примере $K_{повт} = 3,25$.

Полученные показатели унификации разрабатываемой тихоходной ступени превосходят одноимённые показатели существующих компрессорных агрегатов.

Если для примера сравнить показатели многоцилиндрового тихоходного поршневого компрессора (МТПК) с аналогичным водородным четырёх ступенчатым компрессором с давлением нагнетания 7,5 МПа (КТМ), то коэффициент унификации у МТПК в несколько раз больше аналогичного у агрегата КТМ [3].

Кроме того, при сравнительной оценке надёжности агрегатов КТМ и МТПК выявлено, что в МТПК отказ одного одноступенчатого агрегата (для замены КТМ требуется 17 идентичных цилиндров сжатия) снижает производительность на 1/17 или на 5,88 %. В то время как отказ одной ступени в КТМ приводит к отказу всего агрегата, т. е. снижает производительность на 100 %.

Выводы

Принятый на данном этапе исследований подход к определению режимных и конструктивных параметров ступени не является универсальным. Соответственно, принятые значения КПД и коэффициента подачи – условны.

Достаточно узкий диапазон рассмотренных конструктивных и режимных параметров, позволивший получить частные результаты, тем не менее показывает возможность и необходимость создания многоступенчатых компрессорных агрегатов на базе тихоходных поршневых ступеней, в которых первые и последующие ступени имеют идентичную конструкцию, а также основные размеры и параметры. Основное отличие таких агрегатов будет состоять в количестве цилиндров I ступени и последующих. Разработка типоразмерного ряда унифицированных длинноходовых ступеней, включая определение оптимальных значений основных размеров и допустимого диапазона времени цикла, со всей очевидностью является одной из



наиболее приоритетных задач при создании перспективных малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления.

Однако поставленная задача для дальнейшего исследования весьма непростая и требует большого набора теоретических и экспери-

ментальных данных, для получения которых необходимо определенное время. Тем не менее такой подход, по мнению авторов, будет полностью соответствовать существующим экономическим критериям не только в России, но и мировом машиностроении в целом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. 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.
2. Воронков С.С., Прилуцкий И.К., Фотин Б.С. Математическая модель высокооборотного поршневого двухступенчатого компрессора // *Расчет и экспериментальные исследования холодильных и компрессорных машин*. М., 1982. С. 43–53.
3. Громов А.Ю. Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / Омск, 2017. 18 с.
4. Зайцев С.А., Толстов А.Н., Грибанов Д.Д., Курянов А.Д. Метрология, стандартизация и сертификация в машиностроении. Вологда: Инфра-Инженерия, 2014. 288 с.
5. Иванов И.А., Урушев С.В., Воробьев А.А., Кононов Д.П. Метрология, стандартизация и сертификация на транспорте. Вологда: Инфра-Инженерия, 2015. 336 с.
6. Кондратьева Т.Ф., Исаков В.П. Клапаны поршневых компрессоров. Л.: Машиностроение, 1983. 158 с.
7. Ноздрин В.С. Разработка и стандартизация программных средств. М.: МГИУ, 2011. 46 с.
8. Пластинин П.И. Расчет и исследование поршневых компрессоров с использованием ЭМВ // *Итоги науки и техники. Сер.: Насосостроение и компрессоростроение*. М., 1981. Т. 2. 168 с.
9. Plastinin P., Fedorenko S. Simulation of Transient Gas-Temperatures in Cylinders of Reciprocating Compressors Using Identification Techniques With a Mathematical Model // *International Compressor Engineering Conference*. 1978. Paper 295. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/295>.
10. Рассел Дж. Компрессор. М.: VSD, 2013. 220 с.
11. Современные численные методы решения обыкновенных дифференциальных уравнений: пер. с англ. / Под ред. А. Д. Горбунова. М.: Наука, 1973. 312 с.
12. Тартаковский Д.Ф., Ястребов А.С. Метрология, стандартизация и технические средства измерений. М.: Высшая школа, 2001. — 346 с.
13. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. 3-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1969. 744 с.
14. Юша В.Л., Бусаров С.С., Недовенчаный А.В. Экспериментальная оценка эффективности рабочих процессов тихоходных длинноходовых поршневых компрессорных ступеней при сжатии различных газов // *Химическое и нефтегазовое машиностроение*. 2018. № 8. С. 27–29.
15. Busarov S.S., Vasil'ev V.K., Nedovenchanyi A.V., Busarov I.S. Experimental Determination of the Conventional Clearance in Valves of Oil-free Reciprocating Compressor Units // *International Conference on Oil and Gas Engineering (OGE-2017)*. 2017. P. 020043 – 1 – 020043 – 7. Режим доступа: <https://doi:10.1063/1.4998863>.
16. Busarov S.S., Vasil'ev V.K., Gromov A.Yu., Shherban' K.V. Alternative to the Existing Technical Solutions for Reaching Medium Pressures in Compressor Units With Small Capacity // *AIP Conference Proceedings* 1876. 2017. P. 020038 – 1 – 020038 – 6. Режим доступа: <https://doi:10.1063/1.4998858>.
17. Chrustalev B.S., Zdalinsky V.B., Bulanov V.P.A. Mathematical Model of Reciprocating Compressor With One or Several Stages for the Real Gases // *International Compressor Engineering Conference*. 1996. Paper 1108. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1108>.
18. Luszczycki M., Cyklis P., Zelasko J. Developed Mathematical Model of the Self-Acting Valves of the Reciprocating Compressor and Its Application for Tongue Valves // *International Compressor Engineering Conference*. 1992. Paper 918. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/918>
19. Peng D.Y., Robinson D.B. Two and three-phase equilibrium calculations for coal gasification and related processes // *Thermodynamics of aqueous systems with industrial applications ACS Symposium Series*. 1980. Vol. 133. P. 393–414.
20. Yusha V.L., Busarov S.S., Goshlya R.Yu., Nedovenchanyi A.V., Sazhin B.S., Chizhikov M.A., Busarov I.S. The

experimental research of the thermal conditions in slow speed stage of air reciprocating compressor // International Conference on Oil and Gas Engineering (OGE-2016). P. 297–302.

21. **Yusha V.L., Dengin V.G. Karagusov V.I., Busarov S.S.** Theoretical analysis of the working process of the superlow rotary low expense piston compressor with

the increased piston stroke // 8th International Conference on Compressors and Coolants. 2013. Papiernicka, Slovakia. Book of abstracts. P. 22.

22. **ГОСТ 8032-84.** Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел. М.: Издательство стандартов, 1993.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

БУСАРОВ Сергей Сергеевич – кандидат технических наук доцент Омского государственного технического университета

E-mail: bssi1980@mail.ru

ЮША Владимир Леонидович – доктор технических наук заведующий кафедрой Омского государственного технического университета

E-mail: yusha@omgtu.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 24.09.2018

REFERENCES

[1] **Busarov S.S., Goshlya R.Yu., Gromov A.Yu., Nedovenchanyu A.V., Busarov I.S., Titov D.S.** Matematicheskoye modelirovaniye protsessov teploobmena v rabochey kamere tikhokhodnoy stupeni porshnevo kompressora. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2016. № 6. S. 6–10. (rus.)

[2] **Voronkov S.S., Prilutskiy I.K., Fotin B.S.** Matematicheskaya model vysokooborotnogo porshnevo dvukhstupenchatogo kompressora. *Raschet i eksperimentalnyye issledovaniya kholodilnykh i kompressornykh mashin*. М., 1982. S. 43–53. (rus.)

[3] **Gromov A.Yu.** Razrabotka porshnevykh stupeney s lineynym privodom dlya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov i issledovaniye ikh rabochnik protsessov: Avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk / Omsk, 2017. 18 s. (rus.)

[4] **Zaytsev S.A., Tolstov A.N., Gribanov D.D., Kuranov A.D.** Metrologiya, standartizatsiya i sertifikat-siya v mashinostroyenii. Vologda: Infra-Inzheneriya, 2014. 288 c. (rus.)

[5] **Ivanov I.A., Urushev S.V., Vorobyev A.A., Kononov D.P.** Metrologiya, standartizatsiya i sertifikat-siya na transporte. Vologda: Infra-Inzheneriya, 2015. 336 c. (rus.)

[6] **Kondratyeva T.F., Isakov V.P.** Klapany porshnevykh kompressorov. L.: Mashinostroyeniye, 1983. 158 s. (rus.)

[7] **Nozdrin V.S.** Razrabotka i standartizatsiya programnykh sredstv. М.: MGIU, 2011. 46 c. (rus.)

[8] **Plastinin P.I.**, Raschet i issledovaniye porshnevykh kompressorov s ispolzovaniyem EMV. *Itoги nauki i tekhniki. Ser.: Nasosostroyeniye i kompressorostroyeniye*. М., 1981. Т. 2 168 s. (rus.)

[9] **Plastinin P., Fedorenko S.** Simulation of Transient Gas-Temperatures in Cylinders of Reciprocating Compressors Using Identification Techniques With a Mathematical Model. *International Compressor Engineering Conference*. 1978. Paper 295. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/295>

[10] **Rassel Dz.** Kompressor. М.: VSD, 2013. 220 c. (rus.)

[11] **Sovremennyye chislennyye metody resheniya obyknoennykh differentsialnykh uravneniy: per. s angl. / Pod red. A.D. Gorbunova.** М.: Nauka, 1973. 312 s. (rus.)

[12] **Tartakovskiy D.F., Yastrebov A.S.** Metrologiya, standartizatsiya i tekhnicheskiye sredstva izmereniy. М.: Vysshaya shkola, 2001. 346 c. (rus.)

[13] **Frenkel M.I.** Porshnevyye kompressory. Teoriya, konstruksii i osnovy proyektirovaniya. 3–ye izd., pererab. i dop. L.: Mashinostroyeniye, 1969. 744 s. (rus.)

[14] **Yusha V.L., Busarov S.S., Nedovenchanyu A.V.** Eksperimentalnaya otsenka effektivnosti rabochnik protsessov tikhokhodnykh dlinnokhodovykh porshnevykh kompressornykh stupeney pri szhatii razlichnykh gazov. *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye*. 2018. № 8. S. 27–29. (rus.)

[15] **Busarov S.S., Vasil'ev V.K., Nedovenchanyu A.V., Busarov I.S.** Experimental Determination of the Conven-



tional Clearance in Valves of Oil-free Reciprocating Compressor Units. *International Conference on Oil and Gas Engineering, OGE-2017*. 2017. P. 020043 – 1 – 020043 – 7. Rezhim dostupa: <https://doi:10.1063/1.4998863>.

[16] **Busarov S.S., Vasil'ev V.K., Gromov A.Yu., Shherban' K.V.** Alternative to the Existing Technical Solutions for Reaching Medium Pressures in Compressor Units With Small Capacity. *AIP Conference Proceedings 1876*. 2017. P. 020038 – 1 – 020038 – 6. – Rezhim dostupa: <https://doi:10.1063/1.4998858>.

[17] **Chrustalev B.S., Zdalinsky V.B., Bulanov V.P.A.** Mathematical Model of Reciprocating Compressor With One or Several Stages for the Real Gases. *International Compressor Engineering Conference*. 1996. Paper 1108. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1108>

[18] **Luszczynski M., Cyklis P., Zelasko J.** Developed Mathematical Model of the Self-Acting Valves of the Reciprocating Compressor and Its Application for Tongue Valves. *International Compressor Engineering Conference*. 1992. Paper 918. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/918>

[19] **Peng D.Y., Robinson D.B.** Two and three-phase equilibrium calculations for coal gasification and related processes. *Thermodynamics of aqueous systems with industrial applications ACS Symposium Series*. 1980. Vol. 133. P. 393–414.

[20] **Yusha V.L., Busarov S.S., Goshlya R.Yu., Nedovenchanyi A.V., Sazhin B.S., Chizhikov M.A., Busarov I.S.** The experimental research of the thermal conditions in slow speed stage of air reciprocating compressor, *International Conference on Oil and Gas Engineering, OGE-2016*. P. 297–302.

[21] **Yusha V.L., Dengin V.G., Karagusev V.I., Busarov S.S.** Theoretical analysis of the working process of the superlow rotary low expense piston compressor with the increased piston stroke, *8th International Conference on Compressors and Coolants*. 2013. Papiernicka, Slovakia. Book of abstracts. P. 22.

[22] **GOST 8032-84.** Predpochtitelnyye chisla i ryady predpochtitelnykh chisel. M.: Izdatelstvo standartov, 1993. (rus.)

THE AUTHORS

BUSAROV Sergei S. – Omsk State technical university

E-mail: bssi1980@mail.ru

YUSHA Vladimir L. – Omsk State technical university

E-mail: yusha@omgtu.ru

Received: 24.09.2018