

УДК 62-566

doi: 10.18698/0536-1044-2019-11-26-35

# Анализ влияния закона регулирования линейного гидропривода на энергетические и динамические характеристики одноступенчатого компрессорного агрегата

В.Л. Юша, С.С. Бусаров, А.В. Недовенчаный, М.В. Силков

ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет»

## An Analysis of the Influence of the Linear Hydraulic Drive Regulation Law on the Energy and Dynamic Characteristics of a Single-Stage Compressor Unit

V.L. Yusha, S.S. Busarov, A.V. Nedovenchanyi, M.V. Silkov

Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education — Omsk State Technical University

■ Существенная неравномерность мгновенной мощности поршневого компрессорного агрегата во время рабочего цикла создает известные проблемы при подборе и эксплуатации приводного двигателя. Для решения эти проблемы, как правило, используют маховик. В одноступенчатых компрессорных агрегатах с линейным приводом на базе тихоходных длинноходовых ступеней амплитудное изменение газовой силы за время рабочего цикла значительно больше, чем у других аналогичных агрегатов. Это приводит к такому возрастанию амплитудного изменения мгновенной мощности привода, что применение маховика становится нецелесообразным. Рассмотрена возможность обеспечения требуемых динамических и энергетических характеристик одноступенчатых компрессорных агрегатов с линейным гидроприводом путем синтеза закона его движения, поршень которого жестко связан с поршнем компрессорной ступени. Приведены расчетная методика и результаты расчетно-параметрического анализа. Подтверждена актуальность определения эффективных законов движения привода применительно к компрессорным агрегатам с линейным приводом на базе тихоходных длинноходовых ступеней.

**Ключевые слова:** закон движения гидропривода, тихоходный длинноходовой компрессорный агрегат, рабочий процесс, поршневая ступень

■ The significant unevenness of the instantaneous power of a piston compressor unit during its operating cycle creates certain problems in the selection and operation of drive engines, which are usually solved by installing a flywheel. In single-stage compressor units with linear drive based on low-speed long-stroke stages, the amplitude change in the gas force during the operating cycle is significantly higher compared to similar compressor units. This leads to such an increase in the amplitude change of the instantaneous power of the drive, that the use of a flywheel becomes impractical. The article discusses the issues of ensuring the required dynamic and energy characteristics of single-stage compressor units with linear hydraulic drive by synthesizing the law of motion of the drive, the piston of which is rigidly connected to the piston of the compressor stage. Design methodology and the results of the computational parametric analysis are presented. The relevance of

determining effective laws of motion of the drive as applied to compressor units with linear actuators based on low-speed long-stroke stages is confirmed.

**Keywords:** law of motion of hydraulic drive, low-speed long-stroke compressor unit, working process, piston stage

В отличие от современных многоступенчатых поршневых компрессорных агрегатов (КА), в КА с линейным приводом на базе тихоходных длинноходовых ступеней среднее и высокое давление нагнетания может быть обеспечено при сжатии газа в одной ступени [1–3].

В настоящее время получены результаты лабораторно-экспериментальных исследований, подтверждающие возможность повышения давления газа в одной компрессорной ступени в 30–100 раз без превышения допустимых ограничений по значению температуры нагнетаемого газа [4, 5]. При этом изменение газовой силы за рабочий цикл в тихоходной длинноходовой ступени может в 10–30 раз и более превышать этот параметр современных аналогов.

Совершенствование динамических характеристик такого агрегата с помощью маховика, как это принято делать в существующих КА [6–8], приведет к недопустимому росту массы и габаритных размеров КА с линейным приводом.

Опираясь на результаты исследования энергосберегающих законов движения мехатронных

приводов технологических машин, можно предположить, что для различных конструктивных и режимных параметров компрессорной ступени существуют такие законы перемещения поршня, при которых будут существенно снижены амплитудное изменение мгновенной мощности и среднеинтегральная мощность гидропривода.

Вопросы определения энергосберегающих законов движения для приводов технологического оборудования рассмотрены Л.С. Понtringиным, А.А. Фельдбаумом, Н.Н. Красовским, А.Н. Волковым, О.Н. Мацко и другими исследователями [9].

Предварительные расчеты показали, что закон перемещения поршня может существенно влиять и на эффективность рабочего процесса поршневых тихоходных длинноходовых ступеней [10, 11]. Однако в доступных источниках информации не рассматривались вопросы синтеза энергосберегающих законов движения и снижения неравномерности изменения мгновенной мощности применительно к КА с линейным приводом.

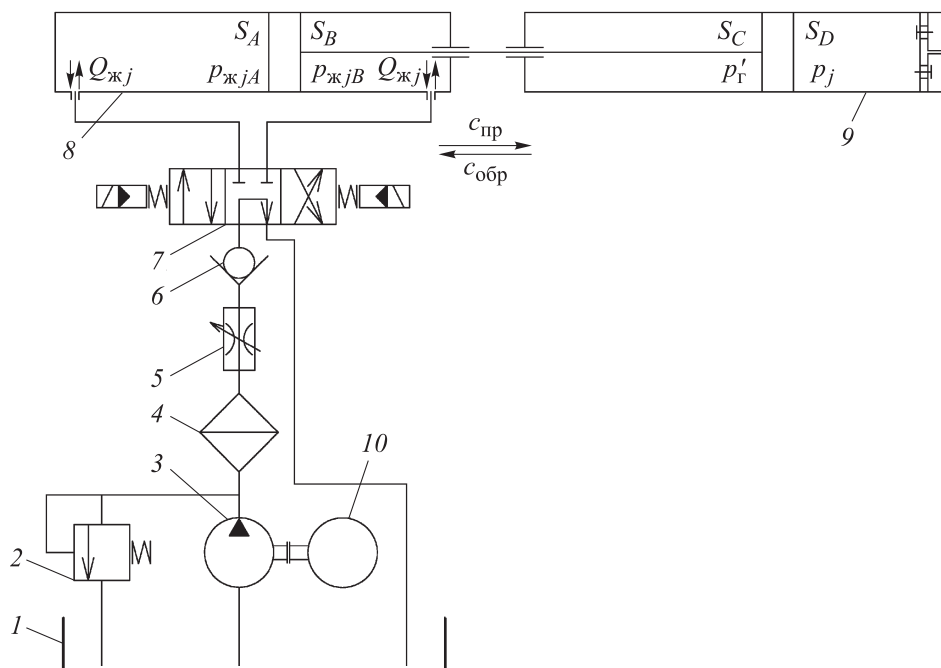


Рис. 1. Обобщенная расчетная схема одноступенчатого КА с линейным гидроприводом:

1 — гидробак; 2 — напорный клапан; 3 — шестеренный насос; 4 — масляный фильтр; 5 — дроссель; 6 — обратный клапан; 7 — гидрораспределитель; 8 — гидроцилиндр; 9 — поршневая ступень; 10 — приводной электродвигатель

Неоднозначная функциональная взаимосвязь между эффективностью рабочего процесса компрессорной ступени, интегральными характеристиками и законом движения гидропривода делает актуальным исследование их взаимосвязи и возможности улучшения энергетических и динамических характеристик одноступенчатого КА с линейным гидроприводом.

Цель работы — снижение амплитуды колебания мгновенной мощности привода путем обеспечения рационального закона движения выходного звена.

**Объект исследования.** В качестве объекта исследования выбран тихоходный поршневой КА с гидроприводом [12]. Функциональным элементом такого агрегата является тихоходная длинноходовая компрессорная ступень без смазки рабочей камеры (РК) [13]. Для снижения температуры сжимаемого газа организован интенсивный теплоотвод с помощью рубашки охлаждения.

Насосный гидропривод функционирует по простейшей схеме [14]. Исполнительным элементом в нем является гидроцилиндр с ходом штока, равным ходу поршня компрессорной ступени. Создаваемое усилие гидроцилиндра и время рабочего цикла определяются соответствующими характеристиками насоса и двигателя. Обобщенная расчетная схема одноступенчатого КА с линейным гидроприводом приведена на рис. 1.

Рассматриваемые рабочие параметры: диаметр цилиндра компрессорной ступени и гидроцилиндра — 0,05 м; ход поршня — 0,8 м; диаметр штока 0,03 м; температура всасывания — 290 К, давление всасывания — 0,1 МПа, давление нагнетания — 5 и 10 МПа; температура охлаждающей среды — 290 К; время рабочего цикла — 2...4 с. Тип клапанов — тарельчатый, охлаждающая среда — вода, физические условия — сжимаемый газ (воздух).

**Методика расчета тихоходного длинноходового агрегата с линейным гидроприводом.** При разработке методики расчета гидропривода приняты следующие допущения: волновые процессы в трубопроводах пренебрежимо малы; силы вязкого и сухого трения в гидроэлементах постоянны и малы; отсутствует кавитация; жидкость несжимаема; переходные процессы в шестеренном насосе в режимах регулирования не учитываются [14, 15].

При разработке методики расчета поршневой ступени приняты следующие допущения: газовая среда непрерывна и гомогенна; моделируемые процессы обратимы, равновесны и квазистатичны; параметры состояния рабочего газа изменяются одновременно по всему объему РК; изменение потенциальной и кинетической энергии газа пренебрежимо мало; теплота трения поршневых уплотнений не подводится к газу; параметры состояния в полостях всасывания и нагнетания постоянны; течение рабочего газа через газораспределительные органы и конструктивные зазоры — адиабатное и квазистационарное; теплообмен между газом и стенками рабочих полостей — конвективный; коэффициент теплоотдачи в каждый момент времени одинаков на всех внутренних поверхностях РК [5].

К основным уравнениям, описывающим работу КА с гидроприводом относятся:

- уравнение движения

$$M\ddot{x}_j = (p_{жjA}S_A - p_{жjB}S_B) - (p_jS_D - p'_jS_C) - F_{трj}; \quad (1)$$

- уравнение мгновенной мощности

$$N_j = M\dot{x}_j\ddot{x}_j,$$

где  $M$  — масса поступательно движущихся частей КА (поршней гидроцилиндра и поршневой ступени, штока), кг;  $x$  — координата перемещения поршня, м;  $j$  — индекс расчетного шага;  $p_{жjA}$  и  $p_{жjB}$  — давления жидкости в полостях гидроцилиндра  $A$  и  $B$ , Па;  $S_A$ ,  $S_B$ ,  $S_C$ ,  $S_D$  — рабочие площади поршней в полостях гидроцилиндра  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$ , м<sup>2</sup>;  $p_j$  — давление сжимаемого газа в тихоходной ступени, Па;  $p'_j$  — давление атмосферного воздуха, Па;  $F_{трj}$  — сила трения, Н.

Гидропривод должен обеспечивать мгновенную мощность

$$N_j = \frac{\Delta p_{nj} Q_{жj}}{\eta_j},$$

где  $\Delta p_{nj}$  — перепад давления в насосе, Па;  $Q_{жj}$  — мгновенная подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $\eta_j$  — коэффициент полезного действия (КПД) гидропривода.

В уравнении (1) определяющим параметром является давление сжимаемого газа  $p_j$ , которое вычисляется по уточненной математической модели рабочего процесса ступени (версия с сосредоточенными параметрами [5]):

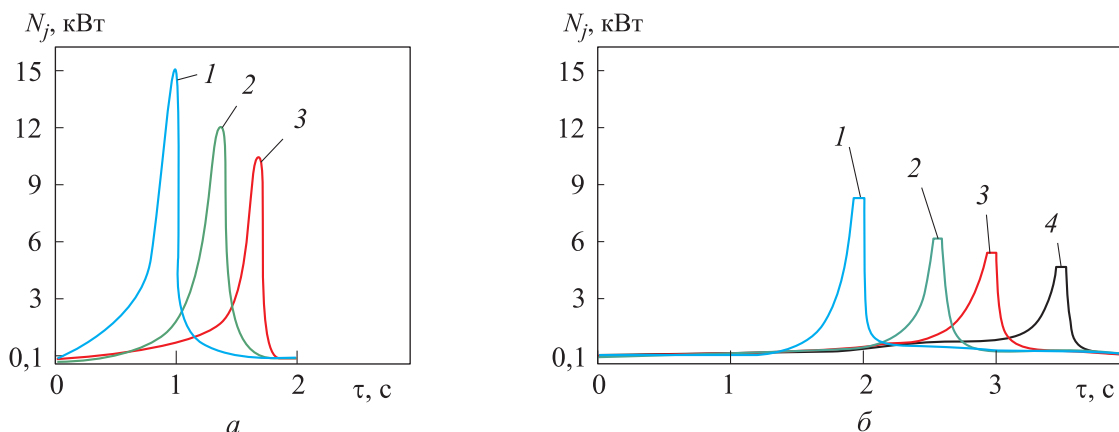


Рис. 2. Влияние отношения времен  $\tau_{пр}/\tau_{обр}$  на мгновенную мощность ступени  $N_j$  при давлении нагнетания  $p_n = 10$  МПа, ходе поршня  $S = 0,8$  м и времени цикла  $\tau = 2$  (а) и 4 с (б):

1 —  $\tau_{пр}/\tau_{обр} = 1:1$ ; 2 —  $\tau_{пр}/\tau_{обр} = 2:1$ ; 3 —  $\tau_{пр}/\tau_{обр} = 3:1$ ; 4 —  $\tau_{пр}/\tau_{обр} = 6:1$

$$p_j = \frac{\xi_j R U_j}{V_j C_{vj}}$$

$$\frac{dU_j}{d\tau} = \frac{dL_j}{d\tau} - \frac{dQ_j}{d\tau} \pm \frac{dm_j i_j}{d\tau};$$

$$U_j = L_j - Q_j \pm dm_j i_j;$$

$$U_j = U_0 + \sum_0^j dU_j;$$

$$L_j = p_j S_D \dot{x}.$$

Здесь  $\xi_j$  — коэффициент сжимаемости реального газа;  $U_j$ ,  $dU_j$  и  $U_0$  — внутренняя энергия газа, ее изменение и начальное значение соответственно, Дж;  $R$  — газовая постоянная, Дж/К·кг;  $V_j$  — объем газа, м<sup>3</sup>;  $C_{vj}$  — объемная теплоемкость газа, Дж/м<sup>3</sup>;  $\tau$  — время рабочего цикла, с;  $L_j$  — работа, совершенная газом или над ним, Дж;  $Q_j$  — тепловой поток, К;  $dm_j$  — изменение массы газа в РК, кг;  $i_j$  — удельная энтальпия газа, проходящего через клапаны и неплотности РК, Дж/кг.

Закон сохранения массы газа в РК поршневой ступени  $m_j$ , учитывающий как элементарные массовые потоки через открытые клапаны, так и через неплотности РК, описывается уравнением

$$m_j = m_0 + \sum_0^j dm_j,$$

где  $m_0$  — начальная масса газа в цилиндре, кг.

Элементарные массовые потоки через клапаны и зазоры рассчитываются на основании уравнения течения газа через щели

$$dm_j = \alpha_j \varepsilon_j f_j \sqrt{2\rho_j \Delta p_j} d\tau, \tag{9}$$

где  $\alpha_j$  — коэффициент расхода;  $\varepsilon_j$  — коэффициент расширения газа;  $f_j$  — площадь проходного сечения клапана или щели, м<sup>2</sup>;  $\rho_j$  — плотность газа перед клапаном или щелью, кг/м<sup>3</sup>;  $\Delta p_j$  — разность давлений газа до и после клапана или щели, Па.

Сила трения гидропривода определяется суммой сил трения, возникающих в цилиндропоршневых уплотнениях гидроцилиндра, в поршневой ступени и сальнике штока [16].

Процессы теплопередачи описываются законом Фурье и уравнением Ньютона — Рихмана с уточненным соотношением для определения коэффициента теплоотдачи на внутренней поверхности РК [17]:

$$\alpha = \lambda (\rho/\mu)^{0,27} W^{0,27} D_{эКВ}^{0,73},$$

где  $\lambda$ ,  $\rho$ ,  $\mu$  и  $W$  — коэффициент теплопроводности, динамическая вязкость, плотность и условная скорость газа соответственно;  $D_{эКВ}$  — эквивалентный диаметр цилиндра в РК.

Более подробное описание методики расчета приведено в работах [5, 10, 13].

**Результаты исследования.** Из представленных соотношений видно, что при возрастании давления рабочего газа в цилиндре соответствующее снижение скорости движения поршня обеспечивает уменьшение амплитудного значения мгновенной мощности привода. Простейший вариант, который можно реализовать при использовании гидропривода, — движение поршня в процессе сжатия и нагнетания с меньшей

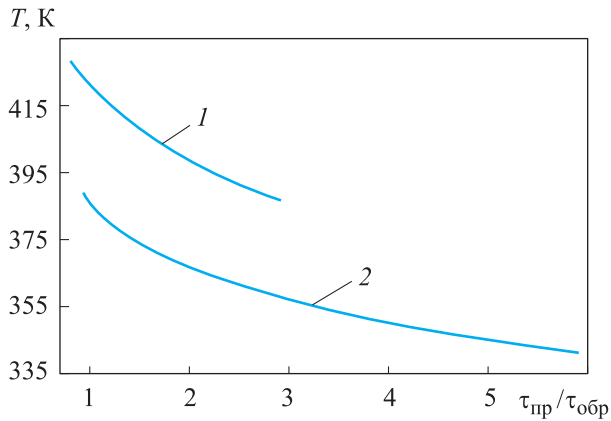


Рис. 3. Зависимость средней температуры нагнетаемого газа  $T$  от отношения времен  $\tau_{\text{пр}}/\tau_{\text{обр}}$  при давлении нагнетания  $p_n = 10$  МПа, ходе поршня  $S = 0,8$  м и времени рабочего цикла  $\tau = 2$  (1) и 4 с (2)

постоянной скоростью (скоростью прямого хода  $c_{\text{пр}}$ ), чем в процессе обратного расширения и всасывания (со скоростью обратного хода  $c_{\text{обр}}$ ).

Примеры влияния отношения  $c_{\text{обр}}/c_{\text{пр}}$ , равного отношению времени прямого хода к времени обратного хода  $\tau_{\text{пр}}/\tau_{\text{обр}}$ , на мгновенную мощность тихоходной длинноходовой компрессорной ступени и среднюю температуру нагнетаемого газа приведены на рис. 2 и 3. Очевидно, что изменение этого отношения положительно влияет на работу ступени: снижаются максимальное значение мгновенной мощности и средняя температура нагнетаемого газа.

Однако применительно к агрегату в целом необходимо учитывать характеристики гидропривода. Так как КПД гидропривода является функцией расхода и давления [14, 18], это может существенно отразиться на изменении мгновенной мощности агрегата в целом.

На рис. 4, а и б показаны некоторые законы движения поршня, в частности, один из вариантов предполагает обеспечение постоянной приводной мощности (кривая 3), что достигается с помощью известных алгоритмов [19, 20]. Изменение мгновенной мощности агрегата при этих законах приведено на рис. 4, в.

Следует отметить, что средняя за время рабочего цикла мощность остается практически неизменной. Но эффективность функционирования компрессорной ступени может существенно зависеть от времени цикла [2, 4], поэтому целесообразно рассмотреть влияние законов движения поршня на работу рассматриваемой компрессорной ступени.

На рис. 5 приведены зависимости изотермического КПД ступени и температуры нагнетаемого газа от времени рабочего цикла и закона движения поршня.

Как видно из рис. 5, закон движения поршня может существенно влиять как на температуру нагнетаемого газа, так и на экономичность рабочего процесса. Это объясняется изменением интенсивности процессов — теплообмена от газа к поверхностям РК и течения газа через

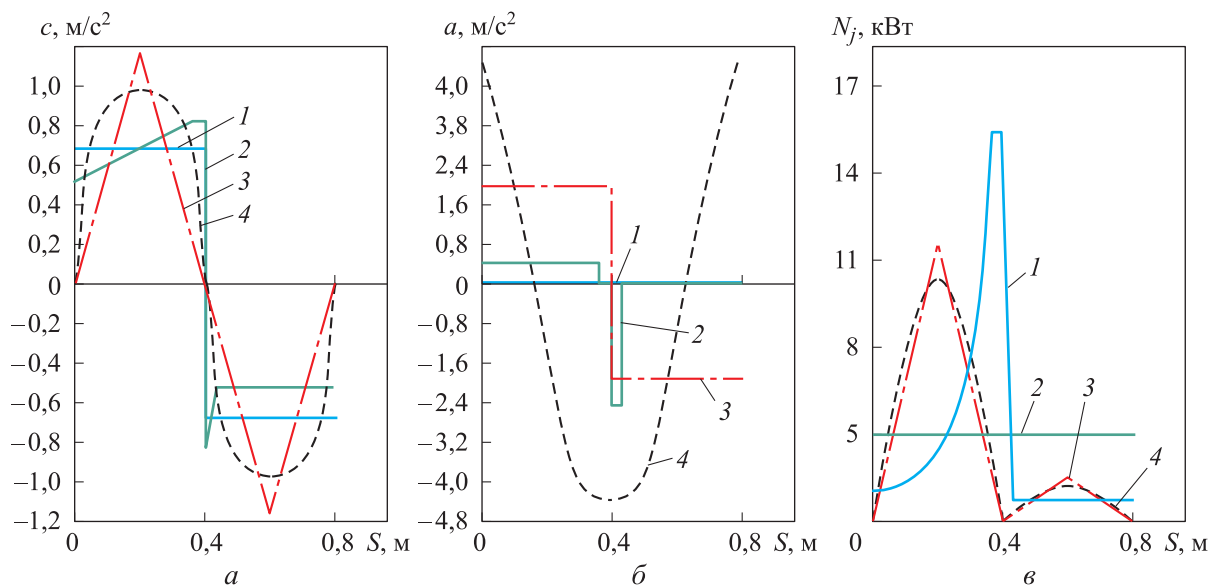


Рис. 4. Изменение скорости движения  $c$  (а), ускорения  $a$  (б) поршня и мгновенной мощности агрегата  $N_j$  (в) за время рабочего цикла при различных законах движения поршня:

1 — движение с постоянной по модулю скоростью; 2 — закон движения с постоянной мощностью агрегата; 3 — линейный закон; 4 — синусоидальный закон

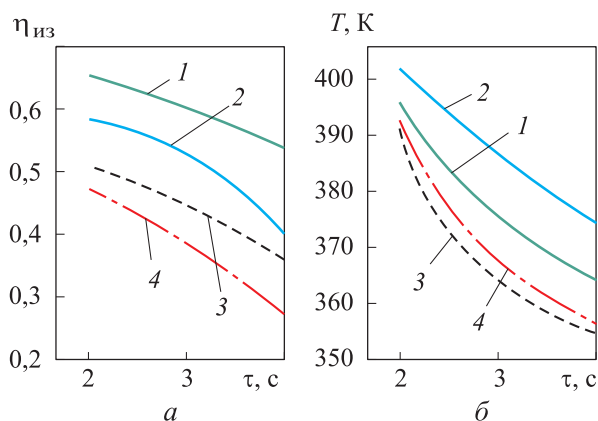


Рис. 5. Зависимости изотермического КПД ступени  $\eta_{из}$  (а) и температуры нагнетаемого газа (б) от времени рабочего цикла  $\tau$  и закона движения поршня:

- 1 — движение с постоянной по модулю скоростью;
- 2 — закон движения с постоянной мощностью агрегата;
- 3 — линейный закон; 4 — синусоидальный закон

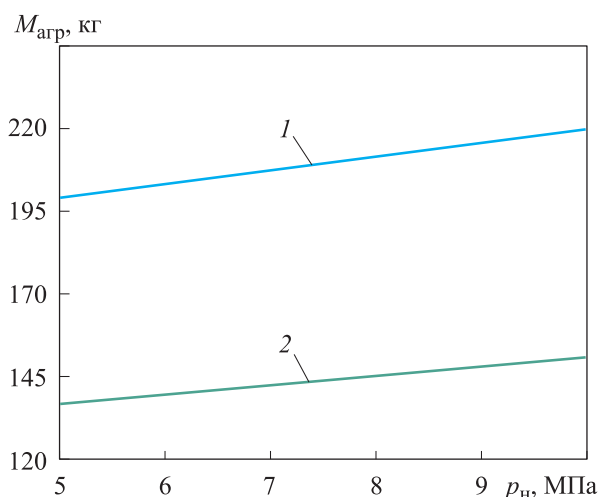


Рис. 6. Зависимость массы тихоходного длинноходового КА с гидроприводом  $M_{агр}$  от давления нагнетания  $p_n$  без регулирования привода (1) и с регулированием, обеспечивающем ему постоянную мощность (2)

неплотности РК (зазоры в уплотнении цилиндропоршневой группы и в закрытых клапанах).

Анализ полученных результатов (см. рис. 2 и 4, в) показал, что обеспечение требуемого изменения производительности насоса в течение рабочего цикла делает возможным минимизацию амплитуды мгновенной мощности привода агрегата (теоретически амплитуда может быть равна нулю).

При этом установочную мощность приводного двигателя можно существенно снизить. Так, для режимов без дополнительного регулирования скорости движения поршня (поршень

в процессе всего рабочего цикла перемещается с примерно постоянной скоростью), установленная мощность приводного электродвигателя при давлении нагнетания  $p_n = 10$  МПа составляет 17 кВт, а при  $p_n = 5$  МПа — 9 кВт.

При режиме перемещения поршня, обеспечивающем ему и в процессе сжатия, и в процессе всасывания постоянные, но в несколько раз различающиеся по абсолютному значению скорости движения [10], для отношения времен  $\tau_{пр}/\tau_{обр} = 2:1$  и давления нагнетания  $p_n = 10$  МПа установленная мощность приводного электродвигателя составляет около 13 кВт, а для  $p_n = 5$  МПа — 9 кВт.

При реализации закона движения поршня, обеспечивающего постоянную мощность гидропривода, установленная мощность приводного электродвигателя составляет около 7,5 кВт для  $p_n = 10$  МПа и 5,5 кВт для  $p_n = 5$  МПа.

На рис. 6 приведен пример расчетных зависимостей массы агрегата от давления нагнетания для двух режимов: без регулирования и с регулированием привода, обеспечивающем ему постоянную мощность. В данном случае масса тихоходного длинноходового КА изменяется вследствие изменения массы приводного двигателя.

Анализ приведенных результатов свидетельствует о положительном влиянии регулирования производительности гидропривода, позволяющего существенно уменьшить массогабаритные параметры тихоходного длинноходового КА и его себестоимость.

## Выводы

1. Проведенные расчетно-теоретические исследования позволяют заключить, что при значительном влиянии законов движения поршней компрессорной ступени и гидроцилиндра на эффективность работы каждого из них существуют такие алгоритмы изменения совместных кинематических параметров подвижной поршневой группы, при которых обеспечивается существенное уменьшение амплитуды мгновенной мощности гидропривода всего агрегата. При этом эффективность рабочего процесса компрессорной ступени также можно повысить. Для рассмотренного примера снижение температуры нагнетаемого газа составило не менее 25 К, повышение производительности и изотермического КПД — около 10 и 8 % соответственно.

2. Разработанная методика расчета энергетических и динамических характеристик одноступенчатого КА с линейным гидроприводом, учитывающая функциональную взаимосвязь между эффективностью рабочего процесса компрессорной ступени, интегральными характеристиками и законом движения гидропривода, позволяет синтезировать законы движения таких агрегатов при различных конструктивных и режимных параметрах ступени и привода. Появляется возможность решения совместной задачи по определению требуемого алгоритма пе-

ремещения поршня и основных размеров компрессорной ступени для различных режимных параметров. На рассмотренном примере показано, что установленная мощность приводного электродвигателя может быть снижена в 1,5–2 раза, а масса агрегата — до 30 %.

3. Результаты исследования подтверждают актуальность проблемы определения эффективных законов движения привода применительно к КА с линейным приводом на базе тихоходных длинноходовых ступеней и разработки технических решений для их реализации.

## Литература

- [1] Бусаров С.С., Юша В.Л. 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
- [2] Yusha V.L., Busarov S.S., Nedovenchanyi A.V. Gromov A.Yu., Sazhin B.S. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2017, vol. 52, iss. 9–10, pp. 597–601, doi: 10.1007/s10556-017-0239-4
- [3] Прилуцкий И.К., Молодова Ю.И., Галяев П.О., Сназин А.А., Молодов М.А., Иванова И.Л. Особенности процессов теплообмена в ступенях малорасходных машин объемного действия с различными механизмами движения. *Вестник Международной академии холода*, 2017, № 4, с. 30–40, doi: 10.21047/1606-4313-2017-16-4-30-40
- [4] Yusha V.L., Busarov S.S., Gromov A.Yu. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units. *Chemical and petroleum engineering*, 2017, vol. 53(7–8), pp. 453–458, doi: 10.1007/s10556-017-0362-2
- [5] 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.
- [6] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры. Т. 1. Теория и расчет*. Москва, КолосС, 2006. 456 с.
- [7] Фотин Б.С. *Рабочие процессы поршневых компрессоров*. Автореф. дис. канд. техн. наук. Ленинград, ЛПИ им. М.И. Калинина, 1974. 34 с.
- [8] Френкель М.И. *Поршневые компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1969. 744 с.
- [9] Волков А.Н., Мацко О.Н., Мосалова А.В. Выбор энергосберегающих законов движения мехатронных приводов технологических машин. *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*, 2018, т. 24, № 4, с. 141–149, doi: 10.18721/JEST.24414
- [10] Юша В.Л., Бусаров С.С., Недовенчаный А.В. Оценка взаимосвязи между законом перемещения поршня тихоходной длинноходовой ступени и характеристиками привода компрессорного агрегата. *Компрессорная техника и пневматика*, 2018, № 2, с. 11–15.
- [11] Yusha V.L., Busarov S.S., Nedovenchanyi A.V. Analysis of the operating cycle efficiency of the long-stroke slow stage under the changing ratio of the piston forward and backward stroke time. *AIP Conference Proceedings*, 2007, 030057, pp. 030057-1–030057-6, doi: 10.1063/1.5051919
- [12] Юша В.Л., Бусаров С.С., Гошля Р.Ю., Недовенчаный А.В. Экспериментальное исследование рабочих процессов тихоходных длинноходовых бесшумных поршневых

компрессорных ступеней при высоких отношениях давлений нагнетания к давлению всасывания. *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2018, т. 2, № 2, с. 13–18.

- [13] Юша В.Л., Бусаров С.С., Недовенчаный А.В., Сажин Б.С., Громов А.Ю. Анализ температурного состояния интенсивно охлаждаемой длинноходовой тихоходной ступени поршневого компрессора. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2016, № 9, с. 11–14.
- [14] Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б., Байкова О.В., Кирилловский Ю.Л. *Гидравлика, гидромашины и гидроприводы*. Москва, Альянс, 2010. 423 с.
- [15] Щербаков В.С., Жданов А.В. *Оптимизация конструктивных параметров гидравлических рулевых механизмов строительных и дорожных машин*. Омск, СибАДИ, 2010. 176 с.
- [16] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры. Т. 2. Теория и расчет*. Москва, Колос, 2008. 711 с.
- [17] Бусаров С.С., Недовенчаный А.В., Буханец Д.И., Щербань К.В. Верификация методики расчета рабочих процессов бессмазочных тихоходных длинноходовых поршневых ступеней высокого давления. *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2018, т. 2, № 2, с. 19–25.
- [18] Браславский И.Я., Ишматов З.Ш., Поляков В.Н. *Энергосберегающий асинхронный электропривод*. Москва, Академия, 2004. 256 с.
- [19] Усольцев А.А. *Электрические машины*. Санкт-Петербург, НИУ ИТМО, 2013. 416 с.
- [20] Казачковский Н.Н., Якупов Д.В. *Программирование преобразователя частоты ALTIVAR 31*. Днепропетровск, Изд-во Шнейдер Электрик, 2006. 45 с.

## References

- [1] Busarov S.S., Yusha V.L. 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*, 2018, vol. 24, no. 4, pp. 80–89 (in Russ.), doi: 10.18721/JEST.24408
- [2] Yusha V.L., Busarov S.S., Nedovenchanyi A.V., Gromov A.Yu., Sazhin B.S. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2017, vol. 52, iss. 9–10, pp. 597–601, doi: 10.1007/s10556-017-0239-4
- [3] Prilutskiy I.K., Molodova Yu.I., Galyayev P.O., Snazin A.A., Molodov M.A., Ivanova I.L. Peculiarities of heat exchange processes in the stages of small-scale machines of volume action with different mechanisms of movement. *Journal of International Academy of Refrigeration*, 2017, no. 4, pp. 30–40 (in Russ.), doi: 10.21047/1606-4313-2017-16-4-30-40
- [4] Yusha V.L., Busarov S.S., Gromov A.Yu. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units. *Chemical and petroleum engineering*, 2017, vol. 53(7–8), pp. 453–458, doi: 10.1007/s10556-017-0362-2
- [5] Busarov S.S., Goshlya R.Yu., Nedovenchanyy A.V., Gromov A.Yu., Busarov I.S., Titov D.S. Mathematical modeling of heat transfer processes in the working chamber of a low-speed piston compressor stage. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2016, no. 6, pp. 6–10 (in Russ.).
- [6] Plastinin P.I. *Porshnevyye kompressory. T. 1. Teoriya i raschet* [Reciprocating Compressors. Vol. 1. Theory and calculation]. Moscow, Kolos publ., 2006. 456 p.
- [7] Fotin B.S. *Rabochiye protsessy porshnevyykh kompressorov*. Avtoref. Kand. Diss. [Working processes of piston compressors. Cand. Diss.]. Leningrad, 1974. 34 p.
- [8] Frenkel' M.I. *Porshnevyye kompressory* [Reciprocating Compressors]. Leningrad, Mashinostroyeniye publ., 1969. 744 p.
- [9] Volkov A.N., Matsko O.N., Mosalova A.V. Selecting the energy-saving laws of motion for mechatronic drives of production machines. *St. Petersburg State Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology*, 2018, vol. 24, no. 4, pp. 141–149 (in Russ.), doi: 10.18721/JEST.24414



- [10] Yusha V.L., Busarov S.S., Nedovenchanyi A.V. Assessment of the relationship between the law of movement of the piston of the low-speed long stroke stage and the drive characteristics of the compressor unit. *Kompresornaya tekhnika i pnevmatika*, 2018, no. 2, pp. 11–15 (in Russ.).
- [11] Yusha V.L., Busarov S.S., Nedovenchanyi A.V. Analysis of the operating cycle efficiency of the long-stroke slow stage under the changing ratio of the piston forward and backward stroke time. *AIP Conference Proceedings*, 2007, 030057, pp. 030057-1–030057-6, doi: 10.1063/1.5051919
- [12] Yusha V.L., Busarov S.S., Goshlya R.Yu., Nedovenchanyy A.V. Experimental study of working processes of low-speed longstroke lubrication free piston compressor stages at high discharge pressure to suction pressures. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*, 2018, vol. 2, no. 2, pp. 13–18 (in Russ.), doi: 10.25206/2588-0373-2018-2-2-13-18.
- [13] Yusha V.L., Busarov S.S., Nedovenchanyy A.V., Sazhin B.S., Gromov A.Yu. Comparative analysis of heat state of intensely chilled long-stroke low-speed stage of piston compressor. *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye*, 2016, no. 9, pp. 11–14 (in Russ.).
- [14] Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B., Baykova O.V., Kirillovskiy Yu.L. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, Al'yans publ., 2010. 423 p.
- [15] Shcherbakov V.S., Zhdanov A.V. *Optimizatsiya konstruktivnykh parametrov gidravlicheskikh rulevykh mekhanizmov stroitel'nykh i dorozhnykh mashin* [Optimization of design parameters of hydraulic steering mechanisms of construction and road machines]. Omsk, SibADI publ., 2010. 176 p.
- [16] Plastinin P.I. *Porshnevyye kompressory. T. 2. Teoriya i raschet* [Reciprocating Compressors. Vol. 2. Theory and calculation]. Moscow, Kolos publ., 2008. 711 p.
- [17] Busarov S.S., Nedovenchanyy A.V., Bukhanets D.I., Shcherban' K.V. Verification of procedure for calculating working processes of lubrication free low-speed long-stroke piston high-pressure stages. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*, 2018, vol. 2, no. 2, pp. 19–25 (in Russ.), doi: 10.25206/2588-0373-2018-2-2-19-25.
- [18] Braslavskiy I.Ya., Ishmatov Z.Sh., Polyakov V.N. *Energoberegayushchiy asinkhronnyy elektroprivod* [Energy saving asynchronous electric drive]. Moscow, Akademiya publ., 2004. 256 p.
- [19] Usol'tsev A.A. *Elektricheskiye mashiny* [Electric cars]. Sankt-Petersburg, NIU ITMO publ., 2013. 416 p.
- [20] Kazachkovskiy N.N., Yakupov D.V. *Programmirovaniye preobrazovatelya chastoty ALTIVAR 31* [Programming frequency converter ALTIVAR 31]. Dnepropetrovsk, Shneyder Elektrik publ., 2006. 45 p.

Статья поступила в редакцию 20.05.2019

## Информация об авторах

**ЮША Владимир Леонидович** — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Холодильная и компрессорная техника и технология», декан Нефтехимического института. ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: yusha@omgtu.ru).

**БУСАРОВ Сергей Сергеевич** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: bssi1980@mail.ru).

**НЕДОВЕНЧАНЫЙ Алексей Васильевич** — ассистент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: lonewolf\_rus88@mail.ru).

**СИЛКОВ Михаил Владимирович** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления». ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: silkovmv@mail.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Юша В.Л., Бусаров С.С., Недовенчаный А.В., Силков М.В. Анализ влияния закона регулирования линейного гидропривода на энергетические и динамические характеристики одноступенчатого компрессорного агрегата. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 11, с. 26–35, doi: 10.18698/0536-1044-2019-11-26-35

### Please cite this article in English as:

Yusha V.L., Busarov S.S., Nedovenchanyi A.V., Silkov M.V. An Analysis of the Influence of the Linear Hydraulic Drive Regulation Law on the Energy and Dynamic Characteristics of a Single-Stage Compressor Unit. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 11, pp. 26–35, doi: 10.18698/0536-1044-2019-11-26-35

## Information about the authors

**YUSHA Vladimir Leonidovich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Department, Refrigerating and Compressor Engineering and Technology; Dean, Petrochemical Institute. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education — Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: yusha@omgtu.ru).

**BUSAROV Sergei Sergeevich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Refrigerating and Compressor Engineering and Technology. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education — Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: bssi1980@mail.ru).

**NEDOVENCHANYI Aleksei Vasilievich** — Assistant Lecturer, Department of Refrigerating and Compressor Engineering and Technology. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education — Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: lonewolf\_rus88@mail.ru).

**SILKOV Mikhail Vladimirovich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Fundamentals of Theory of Mechanics and Automatic Control. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education — Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: silkovmv@mail.ru).