

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.512

doi: 10.18698/0536-1044-2019-5-27-35

Параметрический анализ самодействующих клапанов поршневых компрессоров методами математического моделирования

А.А. Котлов

ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский Политехнический Университет Петра Великого»

A Parametric Analysis of Self-Acting Valves of Reciprocating Compressors Using Mathematical Modeling Methods

A.A. Kotlov

Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

Обеспечение энергоэффективной и надежной работы самодействующих клапанов — одна из важных задач проектирования и эксплуатации поршневых компрессоров. Требования экономичности и надежности являются в значительной мере конкурирующими, одновременное удовлетворение которых не всегда представляется возможным. Выполнен расчетный анализ влияния различных факторов на работу самодействующих клапанов с целью подбора их рациональных конструктивных параметров. Приведены результаты расчетного анализа клапанов при изменении их параметров (жесткости пружины и максимального хода) и частоты вращения коленчатого вала компрессора. Представленные результаты не противоречат ранее полученным данным, описанным в литературе другими авторами. А именно: уменьшение жесткости пружины клапана приводит к снижению работы, затрачиваемой на проталкивание газа через него, а также к запаздыванию закрытия клапана, и, как следствие, к обратным перетечкам газа через него. При снижении частоты вращения коленчатого вала возникает флаттер, что влияет на параметры клапана и эффективность компрессора в целом.

Ключевые слова: поршневой компрессор, самодействующий клапан, оптимизация параметров, экономичность ступени, высокая надежность клапана

One of the important tasks in the design and operation of reciprocating compressors is to ensure energy-efficient and reliable operation of self-acting valves. The requirements of efficiency and reliability are largely competing, the simultaneous satisfaction of which is not always possible. This paper presents a calculation analysis of various factors effecting the operation of self-acting valves in order to select their rational design parameters. The results of the analysis for the valve's changing parameters (spring stiffness and maximum valve stroke) and the crankshaft rotational speed are presented. The results obtained do not contradict the data previously described in the literature by other authors, namely, that a reduction in the spring stiffness leads to a reduction in the work expended on pushing the

gas through the valve and to a delay in closing the valve, therefore resulting in the backflow of gas through the valve. Reducing the crankshaft rotational speed causes flutter, which affects both the parameters of the valve itself and the efficiency of the compressor as a whole.

Keywords: reciprocating compressor, self-acting valve, parameter optimization, stage efficiency, high reliability of the valve

Обеспечение эффективной и надежной работы самодействующих клапанов (СК) поршневых компрессоров (ПК) — одна из важных задач проектирования, производства и эксплуатации компрессорной техники. СК принадлежат к числу ответственных узлов, к которым предъявляются высокие требования: малое газодинамическое сопротивление потоку газа, проходящему через СК, небольшой перепад давлений, необходимый для открытия СК, отсутствие вибраций подвижных элементов, своевременность закрытия СК, высокая надежность клапана и др. [1–3].

В современных ПК затраты мощности на преодоление сопротивлений в СК составляют около 10 % номинальной, а в передвижных и специальных компрессорах они могут достигать 20...30 % [1]. Снижение этих затрат является актуальной задачей. Для достижения большей эффективности клапанов можно оптимизировать их конструктивные элементы.

Цель работы — повышение эффективности ПК путем оптимизации параметров СК.

В качестве объекта исследования выбран кольцевой СК компрессора (рис. 1), для которого проведены расчет и оптимизация параметров.

Клапаны такой конструкции применяют в ступенях низкого, среднего и высокого давления. Запорным органом кольцевого СК является одна или несколько кольцевых концентрических пластин толщиной 1...5 мм, лежащих на

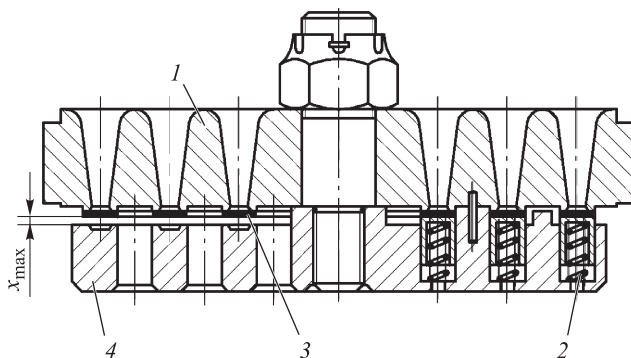


Рис. 1. Схема кольцевого СК компрессора:

1 — седло; 2 — пружина; 3 — пластина; 4 — ограничитель

узких кольцевых поясах седла. Обычно все пластины имеют одинаковую толщину, радиальную ширину и высоту подъема, регулируемой соответствующей установкой ограничителя. Подъем пластин с седла проводится усилием, создаваемым разностью давлений до и после клапана, а их посадка на седло — пружинами [4, 5].

Методика исследования. Методика расчета динамики СК базируется на математической модели, описанной в работах [6–9]. Упрощенная математическая модель СК включает в себя две системы нелинейных дифференциальных уравнений [10–13]:

• для всасывающего СК

$$\begin{cases} \frac{d\beta_{\text{вс}}}{d\varphi} = -\frac{1}{f(\varphi)} \left[\frac{2\sqrt{2k}}{\pi} \frac{\chi}{M_{\text{вс}}} f(\beta_{\text{вс}}) - k(1 - \beta_{\text{вс}}) f'(\varphi) \right]; \\ \frac{d^2\chi}{d\varphi^2} = B_{\text{вс}} \xi_p \beta_{\text{вс}} - Z_{\text{вс}}^2 (\chi + \chi_0) - \eta \frac{d\chi}{d\varphi}; \end{cases}$$

• для нагнетательного СК

$$\begin{cases} \frac{d\beta_{\text{наг}}}{d\varphi} = -\frac{1}{f(\varphi)} \times \\ \times \left[\frac{2\sqrt{2k}}{\pi} \frac{\chi}{M_{\text{наг}}} f(\beta_{\text{наг}}) + k(1 + \beta_{\text{наг}}) f'(\varphi) \right]; \\ \frac{d^2\chi}{d\varphi^2} = B_{\text{наг}} \xi_p \beta_{\text{наг}} - Z_{\text{наг}}^2 (\chi + \chi_0) - \eta \frac{d\chi}{d\varphi}, \end{cases}$$

где $\beta_{\text{вс}}$ и $\beta_{\text{наг}}$ — относительные потери давления во всасывающем и нагнетательном СК; φ — угол поворота коленчатого вала (КВ); $f(\varphi)$ — безразмерная функция перемещения поршня; k — показатель адиабаты; χ — относительный ход клапана; $M_{\text{вс}}$ и $M_{\text{наг}}$ — безразмерные комплексы, характеризующие потери в процессе всасывания и нагнетания; $f(\beta_{\text{вс}})$ и $f(\beta_{\text{наг}})$ — напорные функции всасывающего и нагнетательного СК; $B_{\text{вс}}$ и $B_{\text{наг}}$ — безразмерные комплексы, характеризующие газовые и инерционные силы, действующие на запорный орган всасывающего и нагнетательного СК,

$B_{вс} = F_{пл} p_{вс} / \omega^2 x_{max} m$, $B_{наг} = F_{пл} p_{наг} / \omega^2 x_{max} m$ ($F_{пл}$ — площадь пластины; $p_{вс}$ — давление всасывания; $p_{наг}$ — давление нагнетания; ω — угловая скорость вращения КВ; x_{max} — максимальная высота подъема СК; m — приведенная масса движущихся частей СК); ξ_p — коэффициент давления; $Z_{вс}$ и $Z_{наг}$ — относительные собственные частоты колебаний всасывающего и нагнетательного СК, $Z_{вс}^2 = c/m\omega^2$, $Z_{наг}^2 = c/m\omega^2$ (c — жесткость пружины); χ_0 — относительное предварительное поджатие упругого элемента (пружины); η — коэффициент демпфирования [14, 15].

Для моделирования ударов запорного элемента о седло и ограничитель используют модель частично упругого удара [15]. После удара скорость запорного элемента определяется по формуле

$$v'' = -v'K_{отс},$$

где v' — скорость запорного элемента до удара; $K_{отс}$ — коэффициент отскока (для кольцевых СК $K_{отс} = 0,25 \dots 0,35$).

Задача оптимизации сформулирована, если заданы критерий оптимальности (изменение которого позволяет влиять на эффективность процесса), математическая модель процесса, ограничения, связанные с экономическими и конструктивными параметрами, и др. Для вычисления оптимальных параметров СК можно использовать:

- *математическое моделирование*, основанное на расчете динамики клапанов с помощью математической модели рабочего процесса, происходящего в ступени ПК; сложность этого метода заключается в том, что даже в случае применения одноступенчатой модели динамики СК число переменных, определяющих работу ступени ПК и клапанов, может достигать 78; большее число переменных, характеризующих функционирование СК, не позволяет составить целевую функцию;

- *целевую функцию*; в целях упрощения задачи оптимизации выбирают параметр, являющийся определяющим, а остальные переводят в ограничения; для СК в качестве целевой выбирают функцию, связанную с экономичностью ступени, как правило, работу, затраченную на проталкивание газа через клапан; однако, как показано в публикациях [1, 2, 6], она может не иметь минимума при оптимальных значениях параметров клапана.

Таким образом, использование указанного параметра в качестве целевой функции не

оправдано. В книге [1] за целевую предложено использовать функцию, определяющую безразмерную потерю давления, которая вычисляется по формуле

$$\beta_{ср} = \frac{\int_{\varphi_0}^{\varphi_1} [\beta] f(\varphi) d\varphi}{f(\varphi_1) - f(\varphi_0)},$$

где $f(\varphi)$ — функция хода поршня; φ_0 и φ_1 — углы открытия и закрытия клапана.

Опыт проектирования клапанов показывает, что у каждого конкретного ПК есть небольшая зона изменения их параметров. Поэтому для решения задачи оптимизации параметров клапанов можно использовать критерий превосходства. При этом выполняют несколько вариантов расчета и, сравнивая их результаты, подбирают рациональные параметры клапанов. Наличие расчетной программы позволяет решить эту задачу в короткие сроки.

Задача вычисления рациональных параметров СК заключается еще и в том, что в большинстве случаев проектируемый ПК предназначен для различных режимов эксплуатации.

В качестве примера приведем результаты оценки работы СК компрессора 2ВМ10-60/8, представляющего собой оппозитный двухступенчатый ПК с прямоточными клапанами. Анализ работы ПК проведен при частоте вращения КВ $n = 300 \dots 600 \text{ мин}^{-1}$.

Диаграммы движения СК первой ступени ПК показаны на рис. 2, где видно, что при уменьшении цикличности возникает флаттер и изменяются углы закрытия клапанов. Наличие автоколебаний увеличивает скорость при посадке на седло до недопустимых пределов (более 1,5 м/с). На второй ступени наблюдается аналогичная картина. Влияние флаттера сказывается и на эффективности работы ПК [16].

Таким образом, оптимальное проектирование СК является достаточно сложной задачей. Определим рациональные параметры клапанов на примере кольцевого СК.

Расчетное исследование и исходные данные.

Расчет проведен с помощью компьютерной программы [6], позволяющей выполнить анализ диаграмм движения пластин СК, а также оценить потери давления в СК, углы открытия и закрытия СК, скорости посадки пластины на седло и ограничитель и пр.

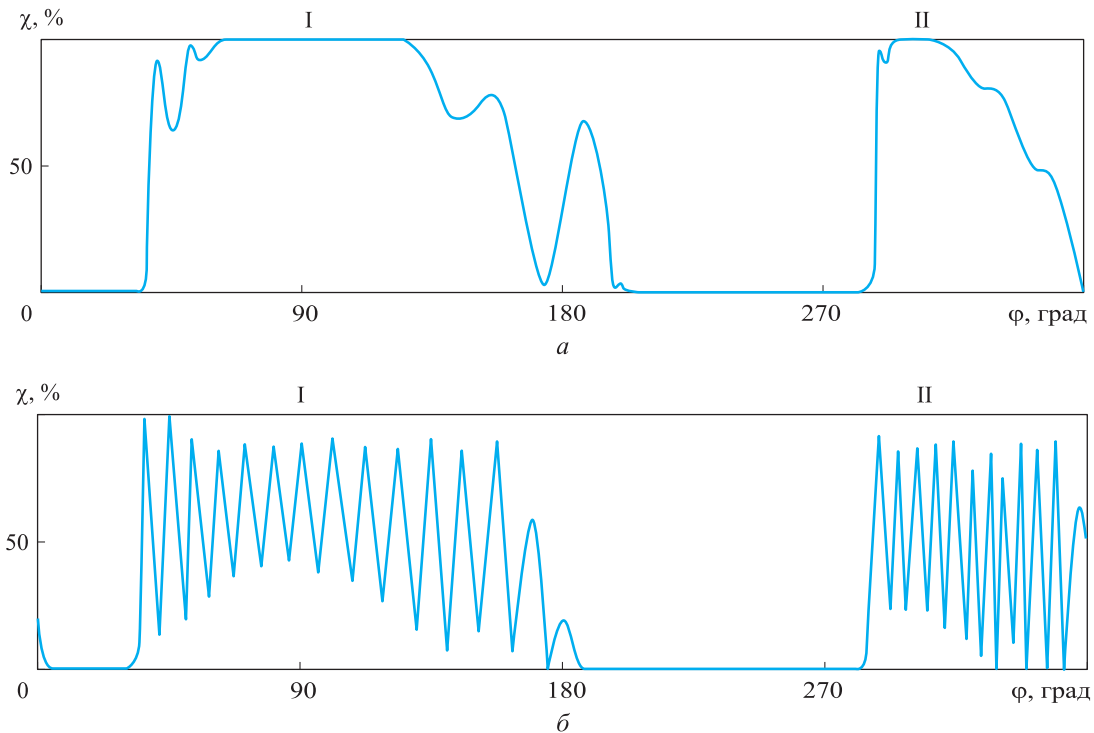


Рис. 2. Диаграммы движения СК первой ступени ПК при частоте вращения КВ $n = 600$ (а) и 300 мин^{-1} (б):
I — всасывание; II — нагнетание

Исходные данные первой ступени ПК

Диаметр поршня, мм.....	210
Ход поршня, мм.....	100
Частота вращения, мин^{-1}	977
Мертвое пространство, %	8
Показатель политропы:	
расширения	1,30
сжатия	1,35
Давление, МПа:	
начальное	0,10
конечное	0,32
Температура, °С:	
начальная	20
конечная	140

В ходе исследования варьировались жесткость пружины, максимальная высота подъема клапана и частота вращения КВ. Рассмотрен кольцевой СК с тремя пластинами, геометрические параметры которых приведены в таблице.

В работе [6] рассмотрено влияние жесткости пружины и хода клапана на его работу при варьировании значений этих параметров для одной и всех пластин. Исследование показало, что минимум относительных потерь давления еще не свидетельствует об оптимальных параметрах клапана. Кроме того, необходимо соблюдать идентичность траекторий всех рабочих пластин. В рамках данной работы получены зависимости параметров клапана от различных изменяемых величин.

Результаты расчетов и их обсуждение. Изменение жесткости пружины при различных значениях максимальной высоты подъема клапана. Рассмотрим влияние жесткости пружины на работу всасывающего и нагнетательного клапанов, изменяя этот параметр в диапазоне $c = 100 \dots 1000 \text{ Н/м}$ при максимальной высоте

Геометрические параметры СК

Параметр	Пластина		
	1	2	3
Наружный диаметр, мм	63	93	123
Внутренний диаметр, мм	47,2	77,2	107,2
Толщина кольца, мм	3,2	3,2	3,2
Ширина канала в седле, мм	5	5	5
Предварительное поджатие пружины, мм	1,3	1,3	1,3
Число пружин, приходящихся на кольцо	4	6	8
Номинальный ход, мм	2	2	2
Номинальное предварительное поджатие, мм	1,5	1,5	1,5
Номинальная жесткость пружины, Н/м	400	400	400

подъема клапана $x_{\max} = 1, 2$ и 3 мм. На рис. 3, *a–z* приведены результаты расчета параметров всасывающего и нагнетательного клапанов.

Как видно из рис. 3, *a* увеличение c ведет к росту β , причем это более выражено для всасывающего клапана. Данный факт объясняется

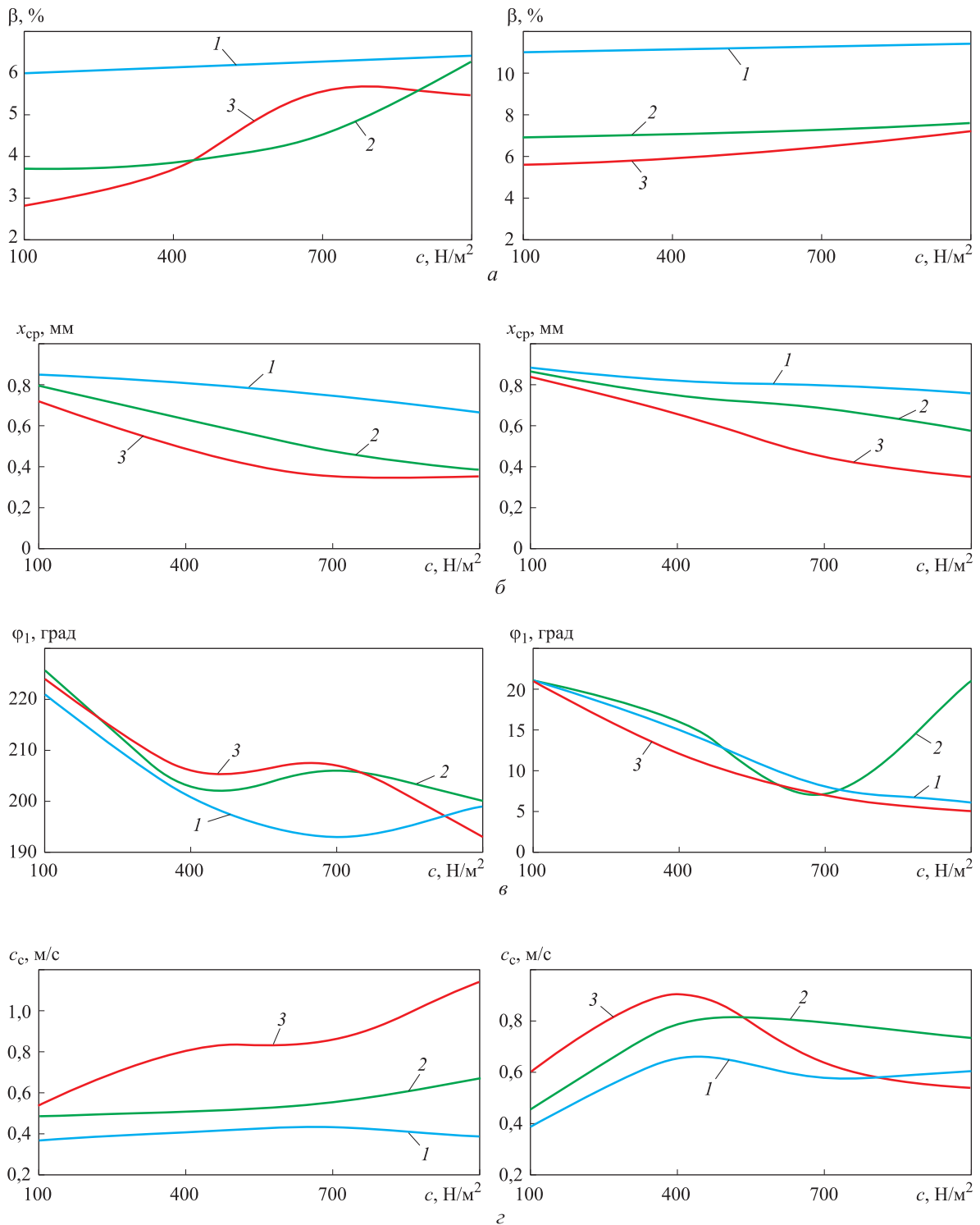


Рис. 3. Зависимости параметров всасывающего (слева) и нагнетательного (справа) клапанов от жесткости пружины c при максимальной высоте их подъема $x_{\max} = 1$ (1), 2 (2) и 3 мм (3):

a — относительных потерь давления β ; *б* — среднего относительного хода $x_{\text{ср}}$; *в* — угла закрытия φ_1 ; *г* — скорости посадки пластин на седло c_c

тем, что в некоторый момент времени СК переходит в режим флаттера, т. е. при всасывании его пластина открывается и закрывается несколько раз. Средний относительный ход клапана χ_{cp} становится меньше (см. рис. 3, б), а значит, и суммарная проходная площадь в процессе всасывания или нагнетания будет уменьшаться, что приведет к повышению потерь давления при проталкивании газа через СК.

Как показано в работе [6], режим флаттера возникает при $\chi_{cp} = 0,6$. С увеличением максимального хода снижаются относительные потери давления, так как растет площадь проходного сечения. Однако из-за того, что клапан попадает в режим флаттера при больших значениях x_{max} , начиная с некоторого момента времени потери давления резко возрастают (см. рис. 3, а, слева).

С ростом жесткости пружины углы закрытия клапанов уменьшаются, при этом изменение функции может иметь минимум. Однако, как видно из рис. 3, в, минимумов может быть несколько. Для рассмотренных случаев закрытие всасывающего и нагнетательного клапанов происходит с запаздыванием: для первого угол закрытия $\phi_1 > 180^\circ$, для второго $\phi_1 > 360^\circ$.

На рис. 3, г приведены зависимости скорости посадки пластин на седло всасывающего и нагнетательного клапанов от жесткости пружины. Параметр c_s определяет надежность работы СК. С ростом жесткости пружины скорость посадки на седло всасывающего клапана увеличивается, что наиболее заметно при $x_{max} = 3$ мм. Для нагнетательного клапана картина несколько иная. При возрастании жесткости пружины скорость посадки пластин на седло начинает резко повышаться до некоторого значения, после чего происходит ее снижение.

Таким образом, для всасывающего клапана рациональными параметрами являются $c = 400$ Н/м и $x_{max} = 2$ мм, для нагнетательного — $c = 700$ Н/м и $x_{max} = 2$ мм.

Изменение частоты вращения КВ при различных значениях жесткости пружины. Частота вращения КВ варьировалась в диапазоне $300 \dots 977$ мин⁻¹ при жесткости пружины $c = 400, 700$ и 1000 Н/м. Результаты расчетов приведены на рис. 4 и 5.

На рис. 4 показаны диаграммы движения клапанов, где видно, что снижение частоты вращения КВ приводит к появлению флаттера. С увеличением этого параметра возрастают по-

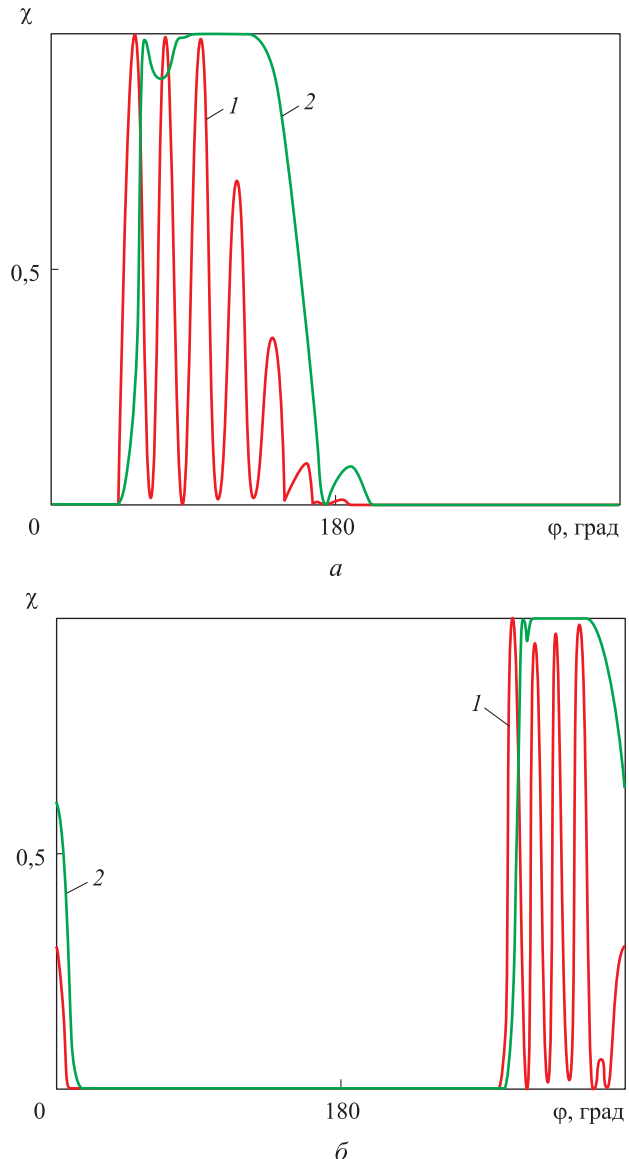


Рис. 4. Диаграммы движения всасывающего (а) и нагнетательного (б) клапанов при частоте вращения КВ $n = 300$ (1) и 977 мин⁻¹ (2)

тери давления, что связано с повышением скорости газа, проходящего через СК. При снижении частоты вращения КВ углы закрытия клапана уменьшаются, но в некоторых случаях это происходит преждевременно (см. рис. 4, а). Скорость посадки пластин на седло в рассмотренном диапазоне частоты вращения КВ изменялась незначительно ($0,5 \dots 1,0$ м/с).

Выводы

1. Анализ результатов исследования показал, что при снижении жесткости пружины клапана уменьшается работа, затрачиваемая на проталкивание газа через СК. Однако еще большее

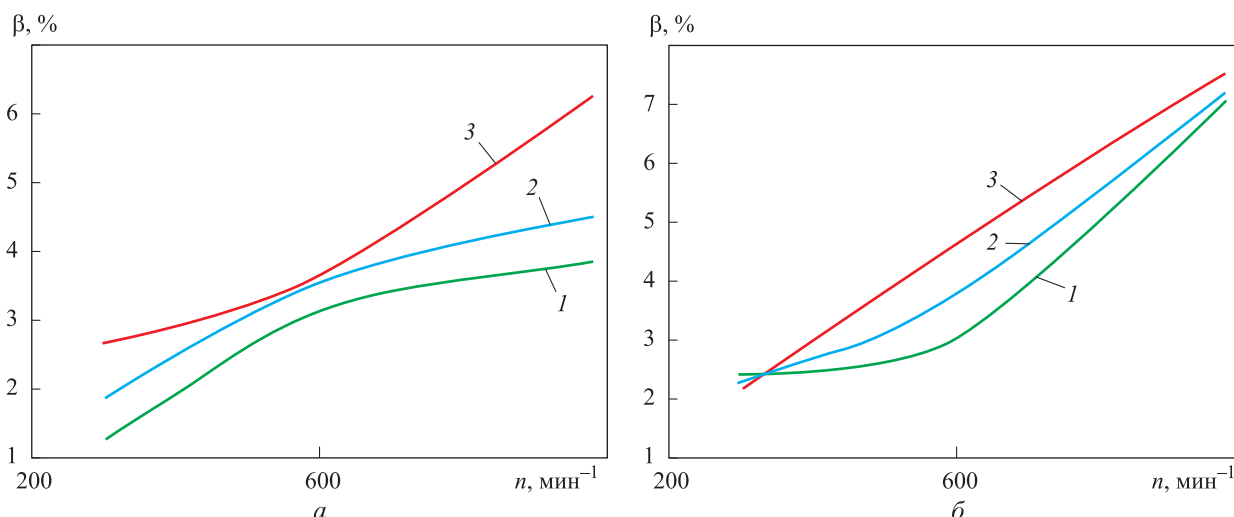


Рис. 5. Зависимости относительных потерь давления β во всасывающем (а) и нагнетательном (б) клапанах от частоты вращения КВ n при жесткости пружины $c = 400$ (1), 700 (2) и 1000 Н/м (3)

падение жесткости приведет к запаздыванию закрытия клапана и, как следствие, к обратным перетечкам газа через него.

2. Проектирование компрессора, предназначенного для эксплуатации в различных режимах, в частности, при изменении частоты вращения КВ, требует тщательного подбора параметров СК. Влияние флаттера сказывается не

только на работе клапана, но и на эффективности всего ПК.

3. Результаты исследования не противоречат ранее полученным данным, описанным в литературе другими авторами.

Литература

- [1] Фотин Б.С. *Поршневые компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1987. 372 с.
- [2] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры. Т. 1. Теория и расчет*. Москва, КолосС, 2006. 456 с.
- [3] Кондратьева Т.Ф., Исаков В.П. *Клапаны поршневых компрессоров*. Ленинград, Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. 158 с.
- [4] Френкель М.И. *Поршневые компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1969. 740 с.
- [5] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры. Т. 2. Основы проектирования. Конструкции*. Москва, КолосС, 2008. 711 с.
- [6] Котлов А.А. Влияние параметров кольцевого клапана на процессы всасывания и нагнетания в поршневых компрессорах. *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*, 2018, т. 24, № 3, с. 56–67, doi: 10.18721/JEST.240305
- [7] Сарманаева А.Ф., Мустафин Т.Н., Чекушкин Г.Н. Расчетно-экспериментальное исследование работы самодействующих клапанов поршневых компрессоров. *Компрессорная техника и пневматика*, 2015, № 4, с. 17–20.
- [8] Бусаров С.С., Васильев В.К., Бусаров И.С., Недовенчаный А.В., Титов Д.С., Щербань К.В., Громов А.Ю. Статические продувки клапанов тихоходных длинноходовых бесшмазочных поршневых компрессорных ступеней. *Омский научный вестник*, 2017, № 2, с. 72–76.
- [9] Tang B., Zhao Y., Li L., Wang L., Liu G., Yang Q., Xu H., Zhu F., Meng W. Dynamic characteristics of suction valves for reciprocating compressor with stepless capacity control system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 2014, vol. 228, pp 104–114, doi: 10.1177/0954408913477784
- [10] Калекин В.С., Калекин Д.В., Нефедченко А.Н. Математическая модель поршневого пневмодвигателя с самодействующими клапанами. *Омский научный вестник*, 2013, № 3, с. 72–76.

- [11] Taranović D., Ninković D., Davinić A., Pešić R., Glišović J., Milojević S. Valve dynamics in reciprocating compressors for motor vehicles. *Tehnički vjesnik*, 2017, 24, suppl. 2, pp. 313–319, doi: 10.17559/TV-20151117130112
- [12] Gasche J.L., Arantes D.M., Andreotti T. Experimental Analysis of the Fluid Structure Interaction in a Suction Valve Model. *International Compressor Engineering Conference*, 2014, p. 2284.
- [13] Маковеева А.С., Прилуцкий А.И., Прилуцкий А.А., Ганжа В.Ю. Моделирование самодействующих многоэлементных клапанов с уменьшением числа пластин при анализе работы ступеней поршневых компрессоров. *Компрессорная техника и пневматика*, 2018, № 1, с. 21–26.
- [14] Хрусталева Б.С. Расчет рабочих процессов в одно- и многоступенчатом поршневом компрессоре методами математического моделирования. *Компрессорная техника и пневматика*, 1997, № 14–15, с. 15–23.
- [15] Ignatiev K.M., Chrustalev B.S., Perevozchikov M.M., Zdaslinsky V.B. Simulation and parametric analysis of the suction valve and muffler off small reciprocating compressor. *Proc. of the 1996 Int-l Comperssor Eng. Conf. at Purdue*, W. Laafayette, IN, USA, vol. 1, pp. 201–210.
- [16] Котлов А.А. *Математическая модель воздушного поршневого компрессора среднего давления для решения задач энергоаудита*. Дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2011. 138 с.

References

- [1] Fotin B.S. *Porshnevye kompressory* [Piston compressors]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1987. 372 p.
- [2] Plastinin P.I. *Porshnevye kompressory. T. 1. Teoriya i raschet* [Piston compressors. Vol. 1. Theory and calculation]. Moscow, KolosS publ., 2006. 456 p.
- [3] Kondrat'eva T.F., Isakov V.P. *Klapany porshnevnykh kompressorov* [Piston compressor valves]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1983. 158 p.
- [4] Frenkel' M.I. *Porshnevye kompressory* [Piston compressors]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1969. 740 p.
- [5] Plastinin P.I. *Porshnevye kompressory. T. 2. Osnovy proektirovaniya. Konstruktsii* [Piston compressors. T. 2. Fundamentals of designing. Constructions]. Moscow, KolosS publ., 2008. 711 p.
- [6] Kotlov A.A. Effect of the parameters of the annular valve on the processes of suction and injection of reciprocating compressors. *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 2018, vol. 24, no. 3, pp. 56–67 (in Russ.), doi: 10.18721/JEST.240305
- [7] Sarmanaeva A.F., Mustafin T.N., Chekushkin G.N. Theoretical and experimental study of the operation of self-acting ring valves of reciprocating compressors. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2015, no. 4, pp. 17–20 (in Russ.).
- [8] Busarov S.S., Vasil'ev V.K., Busarov I.S., Nedovenchanyy A.V., Titov D.S., Shcherban' K.V., Gromov A.Yu. Static purging of slow-moving, long-life, non-lubricated piston compressor stages. *Omsk Scientific Bulletin*, 2017, no. 2, pp. 72–76 (in Russ.).
- [9] Tang B., Zhao Y., Li L., Wang L., Liu G., Yang Q., Xu H., Zhu F., Meng W. Dynamic characteristics of suction valves for reciprocating compressor with stepless capacity control system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 2014, vol. 228, pp 104–114, doi: 10.1177/0954408913477784
- [10] Kalekin V.S., Kalekin D.V., Nefedchenko A.N. Mathematical model of a piston pneumatic motor with self-acting valves. *Omsk Scientific Bulletin*, 2013, no. 3, pp. 72–76 (in Russ.).
- [11] Taranović D., Ninković D., Davinić A., Pešić R., Glišović J., Milojević S. Valve dynamics in reciprocating compressors for motor vehicles. *Technical Gazette*, 2017, 24, suppl. 2, pp. 313–319, doi: 10.17559/TV-20151117130112

- [12] Gasche J.L., Arantes D.M., Andreotti T. Experimental Analysis of the Fluid Structure Interaction in a Suction Valve Model. *International Compressor Engineering Conference*, 2014, p. 2284.
- [13] Makoveeva A.S., Prilutskiy A.I., Prilutskiy A.A., Ganzha V.Yu. Modeling of self-acting multi-element valves with a decrease in the number of plates when analyzing the operation of piston compressor stages. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2018, no. 1, pp. 21–26 (in Russ.).
- [14] Khrustalev B.S. Calculation of work processes in single- and multi-stage piston compressors by methods of mathematical modeling. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 1997, no. 14–15, pp. 15–23 (in Russ.).
- [15] Ignatiev K.M., Chrustalev B.S., Perevozchikov M.M., Zdaslinsky V.B. Simulation and parametric analysis of the suction valve and muffler off small reciprocating compressor. *Proc. of the 1996 Int-l Comperssor Eng. Conf. at Purdue*, IN, USA, 1996, vol. 1, pp. 201–210.
- [16] Kotlov A.A. *Matematicheskaya model' vozdušnogo porshneвого kompressora srednego davleniya dlya resheniya zadach ehnergoaudita*. Kand. Diss. [Mathematical model of a medium-pressure air piston compressor for solving energy audit problems. Cand. Diss.]. Sankt-Petersburg, 2011. 138 p.

Статья поступила в редакцию 13.02.2019

Информация об авторе

КОТЛОВ Андрей Аркадьевич — кандидат технических наук, старший научный сотрудник НИЛ «Газовая динамика турбомашин». Объединенный научно-технологический институт ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский Политехнический Университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: kotlov_andrej@mail.ru).

Information about the author

KOTLOV Andrei Arkadievich — Candidate of Science (Eng.), Senior Researcher, Research Laboratory for Gas Dynamics of Turbomachines. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, St. Petersburg, Polytechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: kotlov_andrej@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Котлов А.А. Параметрический анализ самодействующих клапанов поршневых компрессоров методами математического моделирования. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 5, с. 27–35, doi: 10.18698/0536-1044-2019-5-27-35

Please cite this article in English as:

Kotlov A.A. A Parametric Analysis of Self-Acting Valves of Reciprocating Compressors Using Mathematical Modeling Methods. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 5, pp. 27–35, doi: 10.18698/0536-1044-2019-5-27-35