

ОПТИМИЗАЦИЯ ПЕРЕДАТОЧНОЙ ФУНКЦИИ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА ПО ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМ КРИТЕРИЯМ

В.В. Соловьева

solovevavica@gmail.com

SPIN-код: 1543-0570

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Рассмотрена передаточная функция кривошипно-ползунного механизма и исследовано влияние длин звеньев на ее изменения. С помощью метода проекций векторного контура получена функция положения выходного звена (поршня). Исследовано влияние геометрических параметров звеньев (длины) на полученную путем дифференцирования по общей координате передаточную функцию. Определено множество значений средних квадратичных отклонений, найденных путем изменения номинальных длин механизма и, как следствие, изменения значений исходной передаточной функции. Из этого множества составлена поверхность, отражающая характер влияния обоих звеньев на изменение передаточной функции. Путем анализа поверхности получены рациональные значения квалитетов точности длин кривошипа и шатуна, которые явились минимально необходимыми, но полностью достаточными.

Ключевые слова

Поршневой компрессор, кривошипно-ползунный механизм, погрешность, обобщенная координата, передаточная функция, квалитет, векторный контур, среднее квадратичное отклонение

Поступила в редакцию 20.02.2019

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019

Введение. Компрессор — это промышленный агрегат, который используют для сжатия и подачи различных газов и воздуха под давлением. Компрессоры применяются в тяжелом машиностроении, добывающих отраслях, химической, газовой, металлургической, нефтехимической и других отраслях.

Наиболее общая классификация компрессоров осуществляется по используемому в них принципу нагнетания газа, в связи с чем выделяют два типа: объемные и динамические. Наибольшей популярностью пользуются компрессоры объемного типа. Принцип действия объемных компрессоров заключается в последовательном наполнении рабочей камеры газом и дальнейшем его сжатии за счет принудительного уменьшения ее доступного объема. Классификацию установок объемного вида проводят по форме и типу рабочих деталей компрессорных установок и принципу их действия. Так, объемные компрессоры могут быть следующих типов:

- а) поршневые;
- б) мембранные;

- в) роторные;
- г) шестеренчатые;
- д) винтовые;
- е) жидкостно-кольцевые.

Поршневые компрессоры появились одними из первых. Они как нельзя лучше отражают принцип действия объемных компрессоров. Кривошипно-ползунный механизм, приводимый в движение валом, обеспечивает возвратно-поступательное движение поршня в цилиндре. Тем самым рабочая камера, ограниченная поршнем и цилиндром, последовательно изменяет свой объем в зависимости от положения поршня (рис. 1).

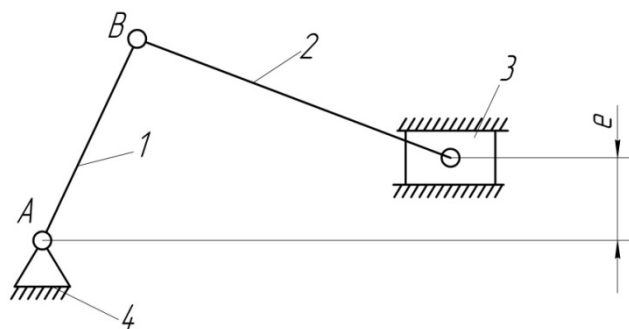


Рис. 1. Схема кривошипно-ползунного механизма:

1 — кривошип; 2 — шатун; 3 — ползун (поршень); 4 — стойка

Основным назначением кривошипно-ползунного механизма является выполнение закона движения, который описывается посредством его кинематических характеристик. Существуют такие характеристики, которые определяются только строением механизма, размерами его звеньев и зависят от обобщенных координат. Это функции положения, передаточные функции и аналоги ускорений точек и звеньев механизма [1–3].

Функция положения механизма — зависимость углового или линейного перемещения точки или звена механизма от обобщенной координаты.

Кинематические передаточные функции механизма — производные функции положения по обобщенной координате.

В связи с широким спектром применения компрессоров в узлах технологических машин и комплексов важными являются экономические и технологические ресурсы, затрачиваемые на их производство. Уменьшение затрат на производство компрессора даст значительный выигрыш в стоимости всего комплекса. Высокая точность (калитеты от 6 до 11), с которой выполнены звенья рабочего механизма компрессора, в большой степени определяет конечную стоимость агрегата. Актуальным является вопрос: оправданы ли затраты на технологии изготовления звеньев с высокой точностью. Задачей исследовательской работы являлось получение рациональных значений квалитетов точности длин звеньев кривошипно-ползунного механизма, удовлетворяющих экономическим и тех-

нологическим требованиям, путем оптимизации передаточной функции поршневого компрессора [1–4].

Данные для рассматриваемого компрессора были взяты из ГОСТ 10393–99 «Компрессоры воздушные поршневые для тягового подвижного состава. Общие технические условия»:

- номинальная частота вращения вала компрессора $N = 12 \text{ с}^{-1}$;
- средняя скорость поршня $v_{\text{cp}} = 4,4 \text{ м/с}$;
- отношение длин звеньев механизма $L_{BC}/L_{AB} = 4,5$;
- эксцентриситет $e = 0,015 \text{ м}$.

Из формулы средней скорости поршня определена длина кривошипа:

$$V_{\text{cp}} = \frac{4 L_{AB}}{1/N};$$

$$L_{AB} = 0,092 \text{ м}.$$

Из соотношения длин звеньев найдена длина шатуна:

$$L_{BC} = 0,413 \text{ м}.$$

Уравнение, описывающее движение поршня, обозначенного точкой С, получено с помощью метода проекций векторного контура. Для этого кинематическая схема механизма заменена эквивалентным векторным контуром (рис. 2).

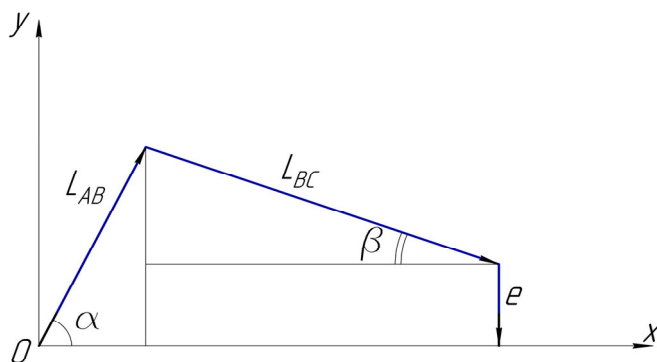


Рис. 2. Векторный контур рычажного механизма

Тогда функция положения для точки С (проекция уравнения векторного контура на ось OX):

$$X_C = L_{AB} \cos \alpha + L_{BC} \cos \beta.$$

Для дальнейших расчетов нужно перейти к зависимости X_C только от одного угла. В качестве обобщенной координаты выбран угол α . Преобразованная функция положения имеет вид

$$X_C(\alpha) = L_{AB} \cos \alpha + L_{BC} \cos \left[\arcsin \left(L_{AB} \frac{\sin \alpha}{L_{BC}} - \frac{e}{L_{BC}} \right) \right].$$

Соблюдение закона движения можно оценивать, используя передаточную функцию рычажного механизма. После дифференцирования $X_C(\alpha)$ по обобщенной координате получена передаточная функция V_{qC} :

$$V_{qC} = -L_{AB} \sin \alpha - \frac{\left(L_{AB} \frac{\sin \alpha}{L_{BC}} - \frac{e}{L_{BC}} \right) L_{AB} \cos \alpha}{L_{BC} \sqrt{1 - \left(\frac{L_{AB} \sin \alpha - e}{L_{BC}} \right)^2}}.$$

Для исследования области погрешности передаточной функции ее максимальное отклонение было принято равным 5 %. Графики функции $V_{qC}(\alpha)$ и $V_{qC}(\alpha)$, увеличенной и уменьшенной на 5 %, показаны на рис. 3 [5–8].

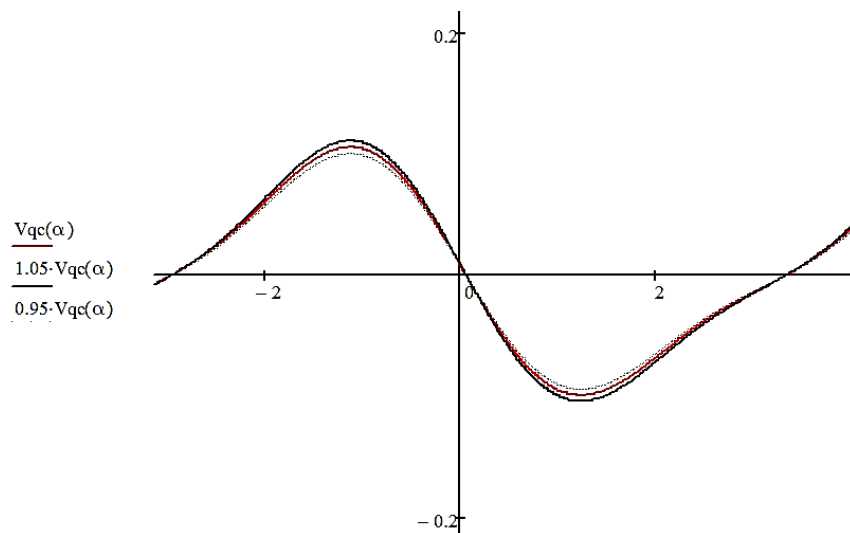


Рис. 3. Графики функций $V_{qC}(\alpha)$, $V_{qC}(\alpha) - 5\%$ и $V_{qC}(\alpha) + 5\%$

В каждой из произвольно взятых точек функция $V_{qC}(\alpha)$ принимала следующие значения:

$-\pi/6$	$\pi/6$	$\pi/3$	$2\pi/3$	$5\pi/6$	π	$-5\pi/6$	$-\pi$
-0,017	0,031	0,062	0,097	0,06	-0,008086	-0,075	-0,008086
$-2\pi/3$	$-\pi/3$	$-\pi/8$	$\pi/8$	$-\pi/16$	$\pi/16$	$-3\pi/8$	$3\pi/8$
-0,106	-0,053	-0,009968	0,025	-0,0004533	0,016	-0,064	0,07
$7\pi/9$	$-7\pi/9$	$5\pi/9$	$-5\pi/9$	$3\pi/2$	$-3\pi/2$	$5\pi/4$	$-5\pi/4$
0,077	-0,09	0,097	-0,1	-0,092	0,092	-0,096	0,084
$7\pi/4$	$-7\pi/4$	$9\pi/8$	$-9\pi/8$	$\pi/2$	$-\pi/2$	$\pi/4$	$-\pi/4$
-0,034	0,046	-0,06	0,045	0,092	-0,092	0,046	-0,034

Необходимо исследовать значения передаточной функции в области между $V_{qC}(\alpha) + 5\%$ и $V_{qC}(\alpha) - 5\%$. Изменение передаточной функции напрямую зависит от обеих длин звеньев, что видно из уравнения $V_{qC}(\alpha)$. Рационально было выбрать комбинации отклонений обеих длин звеньев в интервале $\pm 5\%$.

В качестве параметра, отражающего влияние точности длин кривошипа и шатуна на передаточную функцию в исследуемой области ее значений, было выбрано среднее квадратичное отклонение. Это квадратный корень из среднего арифметического всех квадратов разностей между данными значениями и их средним арифметическим:

$$\sigma = \frac{\sqrt{(a_1 - a)^2 + (a_2 - a)^2 + \dots + (a_n - a)^2}}{n};$$

$$a = \frac{a_1 + a_2 + \dots + a_n}{n};$$

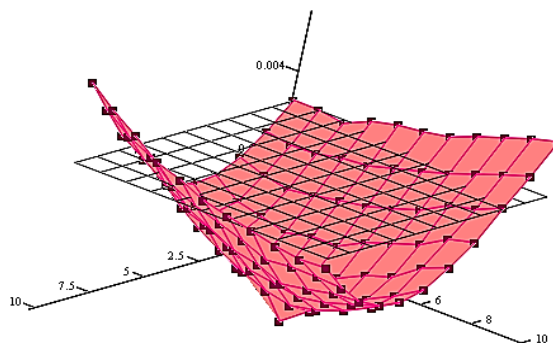
$$a = \sum_{i=1}^n V'_{qC_i};$$

$$a_i = V_{qC_i} - V'_{qC_i}.$$

Для получения σ были заданы L'_{AB} и L'_{BC} , изменяемые в интервале $\pm 5\%$, а затем найдены значения отклонений $V'_{qC}(\alpha)$ от значений номинальной функции, приведенных выше [9, 10].

Множество полученных средних квадратичных отклонений — значения, зависящие от длины кривошипа и шатуна. Из них была построена поверхность, показывающая эту зависимость (рис. 4). Полученная поверхность наглядно и подробно показывает влияние точности обеих длин звеньев на передаточную функцию. Максимальное отклонение $V_{qC}(\alpha)$ на 5%, которое показано на рис. 3, на рис. 4 является плоскостью, полученной путем нахождения σ для $V_{qC}(\alpha) \pm 5\%$ [6–8].

Рис. 4. Трехмерная зависимость отклонения передаточной функции от изменения длин кривошипа и шатуна



При анализе значений погрешностей передаточной функции были отброшены те, которые превышают максимально допустимое среднее квадратичное отклонение V_{qC} на 5%, равное 0,003 403 216 3. Оставшиеся значения с соответ-

ствующими отклонениями длин кривошипа и шатуна, приведенные в таблице, будут обеспечивать приемлемое выполнение закона движения механизма.

**Приемлемые значения средних квадратичных отклонений
и соответствующих им длин звеньев**

Длины звеньев	Среднее квадратичное отклонение σ
L_{AB} и $L_{BC} + 1 \%$	0,000 471 780
L_{AB} и $L_{BC} - 1 \%$	0,000 633 320
$L_{AB} + 1 \%$ и $L_{BC} + 1 \%$	0,000 753 753
$L_{AB} - 1 \%$ и $L_{BC} - 1 \%$	0,000 786 802
L_{AB} и $L_{BC} - 2 \%$	0,000 817 029
L_{AB} и $L_{BC} + 2 \%$	0,000 853 985
$L_{AB} - 1 \%$ и L_{BC}	0,000 861 234
$L_{AB} + 1 \%$ и $L_{BC} + 2 \%$	0,000 870 882
$L_{AB} + 1 \%$ и L_{BC}	0,000 878 079
$L_{AB} - 1 \%$ и $L_{BC} - 2 \%$	0,000 890 912

Наименьшее среднее квадратичное отклонение передаточной функции из вышеприведенных составляет 0,000 471 780. Ему соответствуют длина $L_{AB} = 0,092$ м и $L_{BC} = 0,417$ 13 м. Изменение длины L_{BC} составляет 4,13 мм, что соответствует 16-му качеству точности. Для первого звена был выбран 15-й качество точности, поскольку, как видно из таблицы, отклонение его длины от номинальной в большей степени влияет на движение механизма, что видно по таблице [7, 9, 10].

Заключение. По представленным расчетам можно сделать следующие выводы. Изменение длины кривошипа оказывает наибольшее влияние на отклонение передаточной функции от номинальной. Однако корректное выполнение закона движения механизма будет возможно при обоих звеньях, выполненных с допусками по 15-му и 16-му качествам, что значительно влияет на технологические требования к их изготовлению и, как следствие, на общую стоимость компрессора.

Литература

- [1] Подчасов Е.О., Терентьева А.Д. Анализ точности работ, производимых рабочим механизмом одноковшового экскаватора. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2017, № 8. DOI: 10.18698/2308-6033-2017-8-1654
URL: <http://engjournal.ru/catalog/mesc/msds/1654.html>
- [2] Шишов В.В. Поиски способов повышения эффективности поршневых компрессоров. *Холодильная техника*, 2013, № 6, с. 9–11.
- [3] Айметдинов Б.И., Сызранцев В.Н., Черная Л.А. Расчет образующих поверхностей рабочих элементов конусо-винтовых компрессоров. *Известия высших учебных за-*

- ведений. Машиностроение*, 2014, № 8, с. 44–51. DOI: 10.18698/0536-1044-2014-8-44-51
URL: <http://izvuzmash.ru/catalog/calcmach/hidden/950.html>
- [4] Лиморенко М.Е., Подчасов Е.О., Терентьева А.Д. Повышение точности автоматизированного контроля ответственных изделий. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2017, № 6. DOI: 10.18698/2308-6033-2017-6-1626
URL: <http://engjournal.ru/catalog/mesc/idme/1626.html>
- [5] Барбашов Н.Н., Лопатина А.С., Подчасов Е.О. Повышение точности контроля ответственных деталей машин. *Приводы и компоненты машин*, 2015, № 4-5(17), с.14–17.
- [6] Барбашов Н.Н., Лиморенко М.Е., Терентьева А.Д. Повышение точности обработки с применением активного контроля. *Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация*, 2016, № 5, с. 33–45. DOI: 10.7463/aplts.0516.0848198
URL: <https://maplants.elpub.ru/jour/article/view/50>
- [7] Барышникова О.О., Борискина З.М. Решение задач кинематики аналитическим способом с применением MathCAD. *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*, 2014, № 11-2, с. 495–501.
- [8] Барышникова О.О., Борискина З.М., Шубин А.А. Аналитическое решение задач кинематики рычажных механизмов и использованием системы MATHCAD. *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*, 2016, № 7-1, с. 49–58.
- [9] Шторм Р. Теория вероятностей. Математическая статистика. Статистический контроль качества. М., Мир, 1970.
- [10] Барбашов Н.Н., Терентьева А.Д., Тимофеев Г.А. Статистические методы управления технологическими процессами. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2016, № 12, с. 58–65. DOI: 10.18698/0536-1044-2016-12-58-65
URL: <http://izvuzmash.ru/catalog/tpmachines/hidden/1373.html>

Соловьева Виктория Владиславовна — студентка кафедры «Вакуумная и компрессорная техника», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация/

Научный руководитель — Терентьева Арина Дмитриевна, ассистент кафедры «Теория механизмов и машин», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — Подчасов Евгений Олегович, ассистент кафедры «Теория механизмов и машин», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — Барышникова Ольга Олеговна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Теория механизмов и машин», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

OPTIMIZATION OF THE TRANSFER FUNCTION OF A PISTON COMPRESSOR ACCORDING TO TECHNOLOGICAL CRITERIA

V.V. Solovyova

solovevavica@gmail.com

SPIN-код: 1543-0570

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

The transfer function of the slider-crank mechanism is considered and the effect of link lengths on its changes is studied. Using the method of projections of the vector contour, the function of the position of the output link (piston) is obtained. The influence of the geometric parameters of the links (length) on the transfer function obtained by differentiation along the generalized coordinate is investigated. The set of values of the standard deviations found by changing the nominal lengths of the mechanism and, as a result, changing the values of the initial transfer function is determined. From this set is composed a surface reflecting the nature of the influence of both links on the change in the transfer function. By analyzing the surface, rational values of the accuracy grade of crank and connecting rod lengths were obtained, which were the minimum necessary, but completely sufficient.

Keywords

Piston compressor, slider-crank mechanism, error, generalized coordinate, transfer function, accuracy grade, vector contour, standard deviation

Received 20.02.2019

© Bauman Moscow State Technical University, 2019

References

- [1] Podchasov E.O., Terent'yeva A.D. Accuracy analysis of earthworks performed by shovel working mechanism. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii* [Engineering Journal: Science and Innovation], 2017, no. 8. DOI: 10.18698/2308-6033-2017-8-1654 URL: <http://engjournal.ru/catalog/mesc/msds/1654.html> (in Russ.).
- [2] Shishov V.V. Search of methods for raising piston compressor efficiency. *Kholodil'naya tekhnika*, 2013, no. 6, pp. 9–11 (in Russ.).
- [3] Aymetdinov B.I., Syzrantsev V.N., Chernaya L.A. Calculation of the generating lines of working surfaces of conical screw compressors. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building], 2014, no. 8, pp. 44–51. DOI: 10.18698/0536-1044-2014-8-44-51 URL: <http://izvuzmash.ru/catalog/calcmach/hidden/950.html> (in Russ.).
- [4] Limorenko M.E., Podchasov E.O., Terent'yeva A.D. Increase in accuracy of automatic control of vital parts. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii* [Engineering Journal: Science and Innovation], 2017, no. 6. DOI: 10.18698/2308-6033-2017-6-1626 URL: <http://engjournal.ru/catalog/mesc/idme/1626.html> (in Russ.).
- [5] Barbashov N.N., Lopatina A.S., Podchasov E.O. Increasing accuracy of precision parts control. *Privody i komponenty mashin* [Machine drives and parts], 2015, no. 4-5(17), pp. 14–17 (in Russ.).

- [6] Barbashov N.N., Limorenko M.E., Terent'yeva A.D. Improving accuracy of processing through active control. *Mashiny i ustanovki: proektirovanie, razrabotka i ekspluatatsiya* [Machines and Plants: Design and Exploiting], 2016, no. 5, pp. 33–45.
DOI: 10.7463/aplts.0516.0848198 URL: <https://maplants.elpub.ru/jour/article/view/50> (in Russ.).
- [7] Baryshnikova O.O., Boriskina Z.M. Solution of kinematics problems by analytical method by using MathCAD system. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskies nauki* [News of the Tula state university. Technical sciences], 2014, no. 11-2, pp. 495–501 (in Russ.).
- [8] Baryshnikova O.O., Boriskina Z.M., Shubin A.A. Analytical solution of problems kinematics of linkage mechanisms with the use of MathCAD. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskies nauki* [News of the Tula state university. Technical sciences], 2016, no. 7-1, pp. 49–58 (in Russ.).
- [9] Shtorm R. Teoriya veroyatnostey. Matematicheskaya statistika. Statisticheskii kontrol' kachestva [Probability theory. Mathematical statistics. Statistical quality control]. Moscow, Mir Publ., 1970 (in Russ.).
- [10] Barbashov N.N., Terent'yeva A.D., Timofeev G.A. Statistical methods of control of technological processes. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building], 2016, no. 12, pp. 58–65.
DOI: 10.18698/0536-1044-2016-12-58-65
URL: <http://izvuzmash.ru/catalog/tpmachines/hidden/1373.html> (in Russ.).

Solovyova V.V. — Student, Department of Vacuum and Compressor Equipment, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — Terentyeva A.D., Assist. Professor, Department of Theory of Mechanisms and Machines, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — Podchasov E.O., Assist. Professor, Department of Theory of Mechanisms and Machines, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — Baryshnikova O.O., Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Theory of Mechanisms and Machines, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.