

ДЛИННОХОДОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ С МИНИМАЛЬНОЙ БОКОВОЙ РЕАКЦИЕЙ В ПОСТУПАТЕЛЬНОЙ ПАРЕ

П. Д. Балакин, И. П. Згонник

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Приведены варианты технических решений длинноходовых механизмов, удовлетворяющих несогласующимся критериям минимизации как боковой реакции в поступательной паре, так и габаритно-массовых характеристик. Выделено перспективное решение и разработаны рекомендации по составу геометрических связей в кинематических парах. Предлагаемые технические решения в целом ориентированы на повышение ресурса длинноходовых механизмов.

Ключевые слова: длинноходовые механизмы, минимизация боковой реакции, повышение ресурса.

Введение

Известно множество механизмов, преобразующих вращательное движение в поступательное и наоборот [1–5], схемные решения таких механизмов отличаются количеством звеньев, связей, их разновидностью. Механизмы могут быть плоскими, пространственными, рычажными, кулачковыми, зубчатыми. Основным недостатком механизмов подобного назначения является неустраняемая боковая реакция в поступательной паре. Реакция формируется трансформируемым в механизме силовым потоком, величина реакции определяет интенсивность износа активных поверхностей пары, потерю точности исполнительного движения, величину механического КПД и ресурс механизма в целом.

Величину боковой реакции и ее направление определяют ряд факторов, основными из которых являются: особенности кинематической схемы механизма, внешнее силовое нагружение, силы веса звеньев, силовое и моментное инерционное нагружение звеньев и связей в движении механизма.

В обозначенном семействе механизмов особое место занимают высокоточные механизмы технологических машин, механизмы двигателей и компрессоров, в которых исполнительное поступательное движение является значительным, что обеспечивается схемными решениями, но эти решения, как правило, приводят к увеличению габаритно-массовых характеристик как подвижных звеньев механизма, так и стойки и, что особенно важно, к увеличению боковой реакции в поступательной паре, перекадке зазора в ней, генерации ударного процесса неравномерности износа активных поверхностей, к потере точности исполнительного движения, снижению функционала механической системы в целом.

Постановка задачи

Поставим и решим задачу разработки компактных схемных решений длинноходовых механизмов с минимальной боковой реакцией в поступательной паре.

Методология поиска такого решения представляет как научный, так и практический интерес,

поскольку содержит обоснование структуры, кинематики и силового расчета предлагаемых схем, а также указывает направления поиска оригинальных решений, обладающих патентной новизной.

Теория

Наибольшее распространение в обозначенном семействе механизмов занимают простейшие, четырехзвенные кривошипно-ползунные механизмы, составляющие основу поршневых компрессоров, детандеров и двигателей внутреннего сгорания, величина боковой реакции в поступательной паре которых существенно зависит от метрики кинематической схемы, скоростного режима, распределения масс шатуна.

Ход H ползуна в центральной схеме равен двойному размеру $2r$ кривошипа. В схеме с дезаксиалом e это равенство не выполняется, так при длине шатуна l ход ползуна будет таким:

$$H = \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - \sqrt{(l-r)^2 - e^2}, \quad (1)$$

но, как видно из (1), ход ползуна H существенно зависит от величины r , поэтому увеличение хода H связано с увеличением r и, следовательно, с ростом габаритов механизма, а в закрытых схемах с принудительной смазкой кратно увеличивается масса корпусной детали (стойки).

Кроме того, модернизация метрики кинематической схемы традиционных механизмов путем увеличения отношения r/l приводит к увеличению боковой реакции в поступательной паре, поэтому решение поставленной задачи требует разработки иных схемных решений механизма или введения противоречащих связей, как показано на рис. 1.

Анализируя приведенную схему на рис. 1, допускающую объединение в одном соединении пар B и D , видно, что боковая реакция в поступательной паре E отсутствует, а преобразование движения определяет одна обобщенная координата и, даже при отсутствии зубчатой передачи, синхронизирующей вращение кривошипов 2, состоящей из колес с числами зубьев z_1 и z_2 , причем $z_1 = z_2$ и наличием двухподвижных связей в парах A , B , C , D , E ,

в реальном механизме подвижность (количество обобщенных координат) определится по зависимости [6, 7] $W=6n-5P_5-4P_4$, где n — количество подвижных звеньев, P_5 — количество одноподвижных пар (O_1 и O_2), P_4 — количество двухподвижных пар, получим: $W=6 \cdot 5 - 5 \cdot 2 - 4 \cdot 5 = 0$, что свидетельствует о наличии повторяющейся избыточной связи, которая при ее реализации потребует ужесточить допуски на исполнение линейных и угловых размеров звеньев и связей механизма.

Таким образом, использование кинематической схемы по рис. 1 решает только одну из поставленных задач — исключение боковой реакции в паре E , но это решение не позволяет существенно изменить ход ползуна и не имеет преимуществ по габаритно-массовым параметрам по сравнению со схемой традиционного исполнения.

Значительно большими возможностями увеличения хода ползуна имеет схемное решение по рис. 2.

Привод содержит цепную передачу, допускающую существенное изменение хода ползуна путем изменения межосевого расстояния «а».

При движении точки A по прямолинейной траектории шатун 4 совершает поступательное движение, и $\vec{V}_A = \vec{V}_B$.

При прохождении точкой A участка круговой траектории с радиусом r шатун 4 совершает сложное движение, а ползун 5 перемещается в соответствии с закономерностью:

$$x_B = r \cos \varphi + l \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \varphi}, \quad (2)$$

где φ — обобщенная координата механизма.

Из анализа схемы длинноходового механизма (рис. 2) следует, что боковая реакция в поступательной паре сохраняется, но ее значение минимизировано, оно будет тем меньше, чем меньше значение r или отношение r/l .

Повторяющиеся связи имеют место в цепной передаче, но они не оказывают влияния на неопределенность силового контурного нагружения кинематической цепи в целом.

Сохранив одноподвижную пару O_2 и двухподвижные A , B и C для реального механизма [8], получим степень подвижности (количество обобщенных координат) $W=6n-5P_5-4P_4=6 \cdot 3 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 3 = 1$, что верно отражает структурное совершенство схемы.

По схеме (рис. 2) видно, что в этом длинноходовом механизме, по сравнению с традиционной схемой, можно сократить габаритно-массовые характеристики корпусной детали, что для многих энергетических и технологических машин имеет определяющее значение.

Имеет перспективу в обозначенных выше приложениях схема бесшатунного механизма (рис. 3). Достоинства схемы подробно изложены в [9], отметим только, что это схемное решение удовлетворяет одновременно двум сформулированным выше критериям, а именно:

— изменением кинематического размера r (рис. 4) можно обеспечить значительный ход штока 2 поршневой группы, который будет равен $4r$;

— отсутствует боковая реакция в поступательной паре.

Поступательное прямолинейное движение штока 2 формируется сложением двух равных по модулю и противоположных по знаку вращений кривошипов 4 и промежуточного звена 3 относительно параллельных осей.

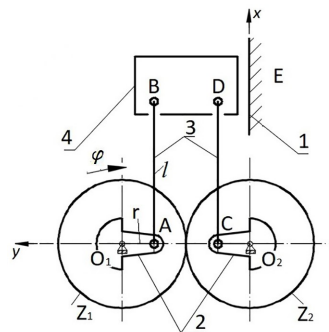


Рис. 1. Традиционная кривошипно-ползунная схема с повторяющимися связями:

1 — стойка; 2 — кривошипы; 3 — шатуны; 4 — ползун

Fig. 1. Traditional crank-slider scheme with repeated connections:

1 — the rack; 2 — cranks; 3 — connecting rods; 4 — the slider

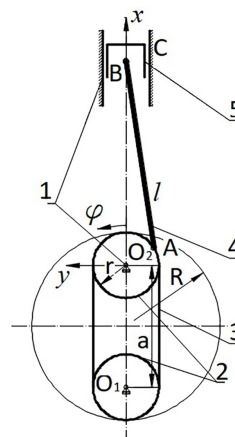


Рис. 2. Схема длинноходового механизма с уменьшенной боковой реакцией:

1 — стойка (корпусная деталь); 2 — звездочки цепной передачи; 3 — цепь; 4 — шатун; 5 — ползун

Fig. 2. Scheme of a long-path mechanism with a reduced lateral response:

1 — rack (body part); 2 — sprockets of a chain drive; 3 — chain; 4 — connecting rod; 5 — the slider

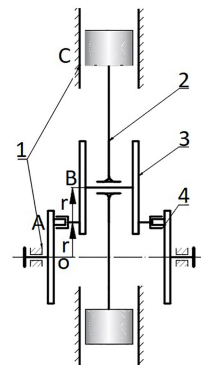


Рис. 3. Схема бесшатунного механизма:

1 — стойка; 2 — шток поршневой группы; 3 — промежуточное звено; 4 — кривошип

Fig. 3. Schematic of a bezshatunny mechanism:

1 — the rack; 2 — piston rod assembly; 3 — intermediate; 4 — crank

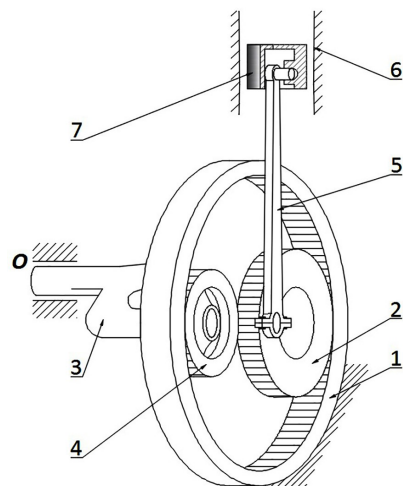


Рис. 4. Пространственная схема механизма:
1 — корпусная деталь — зубчатый венец с внутренними зубьями; 2 — спутник основной; 3 — шатун;
4 — спутник вспомогательный; 5 — водило;
6 — цилиндро-поршневая группа
Fig. 4. Spatial diagram of the mechanism:
1 — the body part — a toothed crown with internal teeth;
2 — the main satellite; 3 — connecting rod;
4 — auxiliary satellite; 5 — carrier;
6 — cylinder-piston group

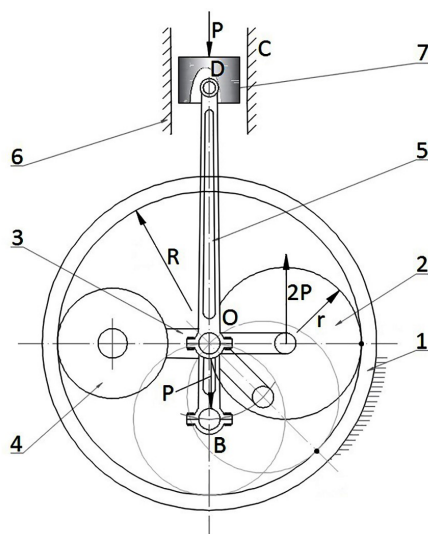


Рис. 5. Плоская схема при трех позициях водила:
1, 6 — стойка; 2, 4 — спутники; 3 — водило;
5 — шатун; 7 — ползун.
Спутники 2, 4, водило 3, шатун 5, ползун 7 расположены в параллельных плоскостях
Fig. 5. Flat circuit with three positions of the carrier:
1, 6 — the rack; 2, 4 — satellites; 3 — carrier;
5 — connecting rod; 7 — the slider.
The satellites are 2, 4, carrier 3, connecting rod 5, slider 7 are located in parallel planes

Недостатком схемы реального механизма является наличие повторяющей связи штока 2 со стойкой, что потребует ужесточения требований по точности исполнения пары штока со стойкой 1.

Учитывая симметрию схемы, одноподвижную связь O и двухподвижные A , B и C , подвижность механизма (количество обобщенных координат) будет такой:

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 3 = 1.$$

Особый интерес для синтеза длинноходовых механизмов с отсутствующей боковой реакцией в поступательной паре представляет схемное решение по рис. 4 и рис. 5. На рис. 4 приведена пространственная схема, а на рис. 5 — плоская схема при трех позициях водила 3.

Как следует из рис. 4 и 5, схема содержит стойку 1, исполненную как зубчатое колесо с внутренними зубьями, в зацеплении с которыми находятся разно-великие спутники 2 и 4, базирующиеся на водиле, кинематический радиус r одного из спутников равен половине кинематического радиуса R зубчатого колеса с внутренними зубьями, второй спутник имеет меньший размер и выполняет роль противовеса, создает симметрию сил в зацеплении.

На окружности спутника с кинематическим размером r расположен центр кинематической пары B , связывающей условный кривошип (спутник с кинематическим радиусом r) с шатуном 5.

Преобразование вращательного движения водила 3 в поступательное движение ползуна 7 и наоборот происходит с использованием свойства этой схемы, заключающейся в том, что при обкатывании спутника по эпициклу с таким соотношением кинематических размеров, центр кривошипной пары B шатуна, установленный на кинематическом радиусе r движется по прямой линии, тем самым боковая реакция в поступательной паре C отсутствует. Отметим, что при преобразовании движения по этой схеме происходит редукция скорости и, как следствие, силового потока, т.е. внешняя сила P , приложенная к ползуну 7, уравнивается силой $2P$, действующей на оси спутника и создающей соответствующий момент M на водиле 3.

Приняв одноподвижную пару водила со стойкой, двухподвижные пары спутника с водилом, а также пары B , C и D , четырехподвижную пару A (зацеплением спутника с эпициклом) по формуле расчета подвижности реального механизма (количества обобщенных координат), получим:

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 2P_2 = 6 \cdot 4 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 4 - 2 = 1.$$

Обсуждение результатов

Сформулирована проблема подбора схемных решений механизмов для удовлетворения несогласующихся критериев, а именно, получение компактных кинематических схем длинноходовых механизмов при минимизации боковой реакции в поступательной паре.

Наиболее распространенным техническим решением является кривошипно-ползунная схема, которая отличается простотой строения и технологичностью, но именно эта схема неудовлетворительна по обозначенным критериям.

Из предлагаемых к реализации схемных решений наибольшим потенциалом располагают схемы по рис. 3, рис. 4, рис. 5, поскольку они в полном объеме соответствуют удовлетворению обоим критериям.

Выводы и заключение

1. Предлагаются схемные решения длинноходовых механизмов с минимальной боковой реакцией в поступательной паре, удовлетворяющие этим несогласующимся критериям частично или в полном объеме.

2. Особый интерес по своим свойствам представляет планетарная схема преобразования движения и характеристик силового потока с двойной редук-

цией скорости, удовлетворяющая обоим сформулированным критериям.

3. Показано, что ослабление вредного влияния реальных параметров предлагаемых схем может быть осуществлено путем подбора связей, реализующих соответствующими кинематическими парами.

Список источников

1. Кожевников С. Н., Есипенко Я. И., Раскин Я. М. Механизмы. Справочник. Изд-е 4-е, перераб. и доп. / под ред. С. Н. Кожевникова. М.: Машиностроение, 1976. 784 с.

2. Гаппов Т. Т., Голобоков М. Г. Структурный анализ и классификация устройства преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное и наоборот // Известия Горского государственного аграрного университета. 2013. Т. 50, № 2. С. 186 – 189.

3. Гаппов Т. Т. Проблема уравнивания механизмов и пути ее решения // Известия Горского государственного аграрного университета. 2012. Т. 49, № 4. С. 249 – 254.

4. Пат. 2471099 Российская Федерация, МПК F 16 Н 19/02; F 16 Н 21/16. Устройство преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное и наоборот / Гаппов Т. Т., Голобоков М. Г. № 2010123163/11; заявл. 07.06.10; опубл. 27.12.12, Бюл. № 36.

5. Балакин П. Д., Бородин А. В. Кинематическое соединение для привода поршневых микромашин // Вестник машиностроения. 1989. № 10. С. 33 – 34.

6. Кожевников С. Н. Основания структурного синтеза механизмов: моногр. Киев: Наукова думка. 1979. 232 с.

7. Решетов Л. Н. Самоустанавливающиеся механизмы: справочник. М.: Машиностроение, 1985. 272 с.

8. Балакин П. Д. Элементы теории реальных механических систем: моногр. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2016. 272 с. ISBN 978-5-8149-2208-3.

9. Баладин С. С. Бесплатунные поршневые двигатели внутреннего сгорания. М.: Машиностроение. 1972. 262 с.

БАЛАКИН Павел Дмитриевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Машиноведение».

SPIN-код: 5494-0218

AuthorID (РИНЦ): 267798

ЗГОННИК Ирина Павловна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиноведение».

SPIN-код: 2954-2847

AuthorID (РИНЦ): 566714

Адрес для переписки: tmm@omgtu.ru

Для цитирования

Балакин П. Д., Згонник И. П. Длинноходовые механизмы с минимальной боковой реакцией в поступательной паре // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2018. Т. 2, № 1. С. 17 – 21. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-1-17-21.

Статья поступила в редакцию 30.03.2018 г.

© П. Д. Балакин, И. П. Згонник

LONG-STROKE MECHANISMS WITH MINIMAL SIDE REACTION IN TRANSLATIONAL PAIR

P. D. Balakin, I. P. Zgonnik

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

Long-stroke mechanisms with minimal side reaction in the translational pair are presented. The variants of technical solutions of long-stroke mechanisms that meet inconsistent criteria for minimization of both lateral reaction in the progressive pair and dimensions-mass characteristics are given. A promising solution has been proposed and recommendations on composition of geometric constraints in kinematic pairs has been developed. The proposed technical solutions are generally aimed at increasing the resource of long-stroke mechanisms.

Keywords: long-stroke mechanisms; minimization of lateral reaction; increasing the resource.

References

1. Kozhevnikov S. N., Esipenko Ya. I., Raskin Ya. M. *Mekhanizmy* [Machinery]. 4-th ed. / Ed. S. N. Kozhevnikov. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1976. 784 p. (In Russ.).
2. Gappoyev T. T., Golobokov M. G. *Strukturnyy analiz i klassifikatsiya ustroystva preobrazovaniya vrashchatel'nogo dvizheniya v vozvratno-postupatel'noye i naoborot* [Structural analysis and classification of the device for converting rotational motion into reciprocating and vice versa] // *Izvestiya Gorskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. Proceedings of Gorsk State Agrarian University*. 2013. Vol. 50, no. 2. P. 186 – 189. (In Russ.).
3. Gappoyev T. T. *Problema uravnoveshivaniya mekhanizmov i puti ee resheniya* [The problem of balancing mechanisms and ways to solve it] // *Izvestiya Gorskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. Proceedings of Gorsk State Agrarian University*. 2012. Vol. 49, no. 4. P. 249 – 254. (In Russ.).
4. Patent 2471099 USSR, MKI F 16 H 19/02; F 16 H 21/16. *Ustroystvo preobrazovaniya vrashchatel'nogo dvizheniya v vozvratno-postupatel'noye i naoborot* [The device for converting rotational motion into reciprocating and vice versa]. Gapoev T. T., Golobokov M. G. No. 2010123163/11. (In Russ.).
5. Balakin P. D., Borodin A. V. *Kinematicheskoye soyedineniye dlya privoda porshnevykh mikromashin*. [Kinematic connection for driving of piston micromachines] // *Vestnik mashinostroyeniya. Vestnik Mashinostroyeniya*. 1989. No. 10. P. 33 – 34. (In Russ.).
6. Kozhevnikov S. N. *Osnovaniya strukturnogo sinteza mekhanizmov* [Grounds for the synthesis of structural arrangements]. Kiev: Naukova dumka Publ. 1979. 232 p. (In Russ.).
7. Reshetov L. N. *Samoustavlivayushchiyesya mekhanizmy* [Aligning mechanisms]: handbook. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1985. 272 p. (In Russ.).
8. Balakin P. D. *Elementy teorii real'nykh mekhanicheskikh sistem* [Elements of the theory of real mechanical systems]. Omsk: OmSTU Publ., 2016. 272 p. ISBN 978-5-8149-2208-3. (In Russ.).
9. Balandin S. S. *Besshatunyye porshnevyye dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Connecting rod free piston internal combustion engines]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1972. 262 p. (In Russ.).

BALAKIN Pavel Dmitriyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Machine Science Department.

SPIN-code: 5494-0218

AuthorID (RSCI): 267798

ZGONNIK Irina Pavlovna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Machine Science Department.

SPIN-code: 2954-2847

AuthorID (RSCI): 566714

Address for correspondence: tmm@omgtu.ru

For citations

Balakin P. D., Zgonnik I. P. Long-stroke mechanisms with minimal side reaction in the translational pair // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2018. Vol. 2, no. 1. P. 17 – 21. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-1-17-21.

Received 30 March 2018.

© P. D. Balakin, I. P. Zgonnik