

АВТОБАЛАНСИРОВКА ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН

Попов И.П., Кубарева С.Ю.

Курганский государственный университет, Курган, Россия

Аннотация

Рассматриваются механизмы, рабочие органы которых совершают линейные колебания с высокой для их массы частотой, что приводит к развитию значительной непроизводительной механической реактивной инерционной мощности, которая может на порядок превосходить производительную (полезную) диссипативную мощность. Нейтрализация механической реактивной инерционной мощности приводит к существенному повышению энергоэффективности механизма. Самонейтрализация механической реактивной инерционной мощности осуществляется в механизмах с постоянным приведенным моментом инерции за счет смещения фаз колебаний рабочих органов, количество которых может быть любым. Для механизма с двумя рабочими органами смещение фаз составляет $\pi/2$, а с тремя – $2\pi/3$. Практическое использование механизма с постоянным приведенным моментом инерции с двумя массивными рабочими органами затруднено из-за несбалансированности механизма. Степень сбалансированности (или несбалансированности) механизма непосредственно связана со «степенью» центральной симметрии фигуры (звезды), образованной кривошипами. Двухлучевая «звезда» механизма с двумя рабочими органами несимметрична. «Звезды» в механизмах с постоянным приведенным моментом инерции с числом рабочих органов более двух обладают центральной симметрией. Целью работы является установление условий автобалансировки механизмов с постоянным приведенным моментом инерции с четырьмя и тремя рабочими органами. Показано, что «звезды», образованные кривошипами механизмов с постоянным приведенным моментом инерции с числом рабочих органов более двух, обладают центральной симметрией. Такие механизмы сбалансированы. Установлено, что минимальное число рабочих органов, совершающих линейные колебания, в сбалансированном механизме с постоянным приведенным моментом инерции равно трем.

Ключевые слова: колебания, фаза, инерционная мощность, автобалансировка, центральная симметрия.

Введение

Существуют механизмы, например, сортировальные, рабочие органы которых совершают линейные колебания с высокой для их массы частотой [1], что приводит к развитию значительной непроизводительной механической реактивной инерционной мощности [2], которая может на порядок превосходить производительную (полезную) диссипативную мощность. Поэтому нейтрализация инерционной мощности приводит к существенному повышению энергоэффективности механизма [3, 4].

Самонейтрализация инерционной мощности осуществляется в механизмах с постоянным приведенным моментом инерции за счет смещения фаз колебаний рабочих органов [5, 6], количество которых может быть любым. Например, для механизма с двумя рабочими органами смещение фаз составляет $\pi/2$ [7, 8], а с тремя – $2\pi/3$ [9, 10]. На **рис. 1** приведен пример такого механизма.

Энергообмен происходит следующим образом. В некоторый момент времени решетный стан 1 находится в крайнем правом положении, его кинетическая энергия равна нулю. В этот момент ре-

шетный стан 2 находится в среднем положении и движется влево с максимальной кинетической энергией. За счет инерции он принуждает решетный стан 1 ускоряться влево, отдавая ему часть своей энергии. К моменту, когда решетный стан 2 достигнет крайнего левого положения, он передаст всю свою энергию решетному стану 1, который в среднем положении с максимальной скоростью будет двигаться влево. Теперь решетные станы меняются ролями. За счет инерции решетный стан 1 принуждает решетный стан 2 ускоряться вправо, отдавая ему часть своей энергии. Когда решетный стан 1 достигнет крайнего левого положения, он передаст всю свою энергию решетному стану 2, который в среднем положении с максимальной скоростью будет двигаться вправо. Аналогичным образом будут происходить дальнейшие колебания.

Вместе с тем динамика механизма с постоянным приведенным моментом инерции с двумя массивными рабочими органами имеет преимущественно теоретическую ценность, поскольку его практическое использование затруднено из-за несбалансированности механизма.

На **рис. 2** показаны силы инерции, действующие на кривошипы или эксцентрики в механизме с постоянным приведенным моментом инерции с двумя массивными рабочими органами.

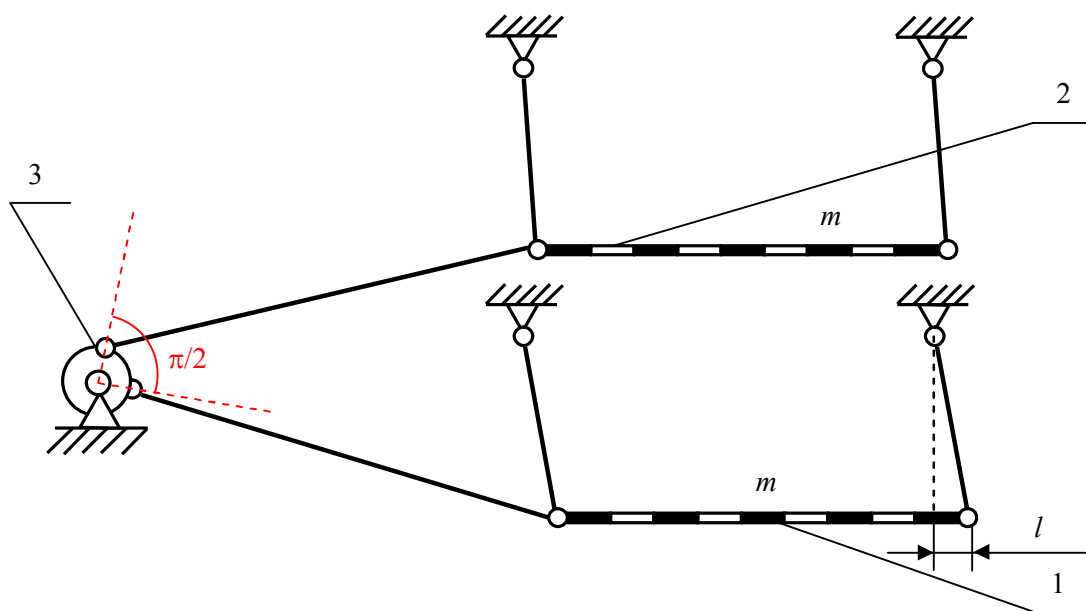


Рис. 1. Кинематическая схема сортировальной машины с постоянным приведенным моментом инерции 1, 2 – решетные станы; 3 – эксцентрики

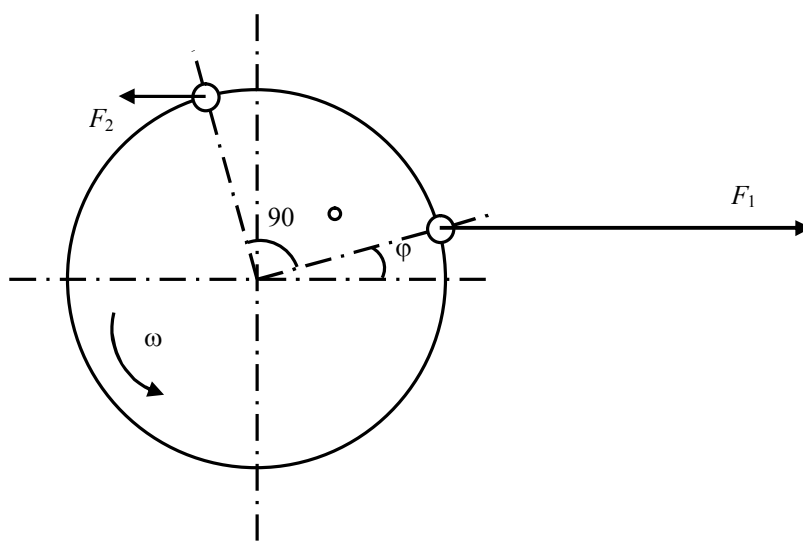


Рис. 2. Силы инерции, действующие на кривошипы в механизме с двумя рабочими органами

При этом

$$F_1 = F_m \cos \varphi_1 = F_m \cos \varphi,$$

$$F_2 = F_m \cos \varphi_2 = F_m \cos(\varphi + \pi/2) = -F_m \sin \varphi.$$

$$F = F_1 + F_2 = F_m \cos \varphi - F_m \sin \varphi \neq 0.$$

То есть механизм не сбалансирован. Суммарная сила передается на опоры приводного вала и на корпус машины, вызывая значительную вибрацию.

Совершенно очевидно, что степень сбалансированности (или несбалансированности) механизма непосредственно связана со «степенью» центральной симметрии фигуры (звезды), образованной кривошипами.

Двухлучевая «звезда» на рис. 2 несимметрична.

«Звезды» в механизмах с постоянным приведенным моментом инерции с числом рабочих органов более двух необходимо обладают центральной симметрией.

Целью работы является установление условий автобалансировки механизмов с постоянным приведенным моментом инерции с четырьмя и тремя рабочими органами.

Задачи исследования состоят в определении сил, действующих на корпус механизма.

Актуальность настоящего исследования обусловлена необходимостью определения ми-

нимально возможного числа рабочих органов, при котором выполняется автобалансировка механизма с постоянным приведенным моментом инерции.

Автобалансировка механизма с постоянным приведенным моментом инерции с четырьмя массивными рабочими органами

Примечательным примером такого механизма является сортировальная машина ОЗС-50 с четырьмя решетными станами. Ее достоинством является возможность модернизации таким образом, чтобы приведенный момент инерции стал постоянным. Для этого нет необходимости в трудоемком изготовлении эксцентриковых валов со смещением эксцентриков на $\pi/2$. Кинематическая схема машины (рис. 3) позволяет, не изменяя конструкцию эксцентриковых валов 3, обеспечить смещение фазы колебаний любой пары решетных станов 1 на $\pi/2$ за счет относительного разворота эксцентриковых валов 3 на 90 град. Это выполняется при размыкании цепной передачи 4. При этом оба решетных стана верхней

пары и оба решетных стана нижней пары продолжают работать в противофазе, что обеспечивает динамическую уравновешенность машины.

На рис. 4 показаны силы инерции, действующие на кривошип (эксцентрики) в механизме с постоянным приведенным моментом инерции с четырьмя рабочими органами.

«Звезда», образованная кривошипами, обладает центральной симметрией.

При этом

$$F_1 = F_m \cos \varphi_1 = F_m \cos \varphi ,$$

$$F_2 = F_m \cos \varphi_2 = F_m \cos(\varphi + 2\pi/3),$$

$$F_3 = F_m \cos \varphi_3 = F_m \cos(\varphi + 4\pi/3) .$$

$$F = F_1 + F_2 + F_3 =$$

$$= F_m \cos \varphi_1 + F_m \cos \varphi_2 + F_m \cos \varphi_3 =$$

$$= F_m \cos \varphi_1 + F_m 2 \cos \frac{\varphi_2 + \varphi_3}{2} \cos \frac{\varphi_2 - \varphi_3}{2} =$$

$$= F_m \cos \varphi + F_m 2 \cos(\varphi + \pi) \cos(-\pi/3) = 0 .$$

То есть механизм сбалансирован.

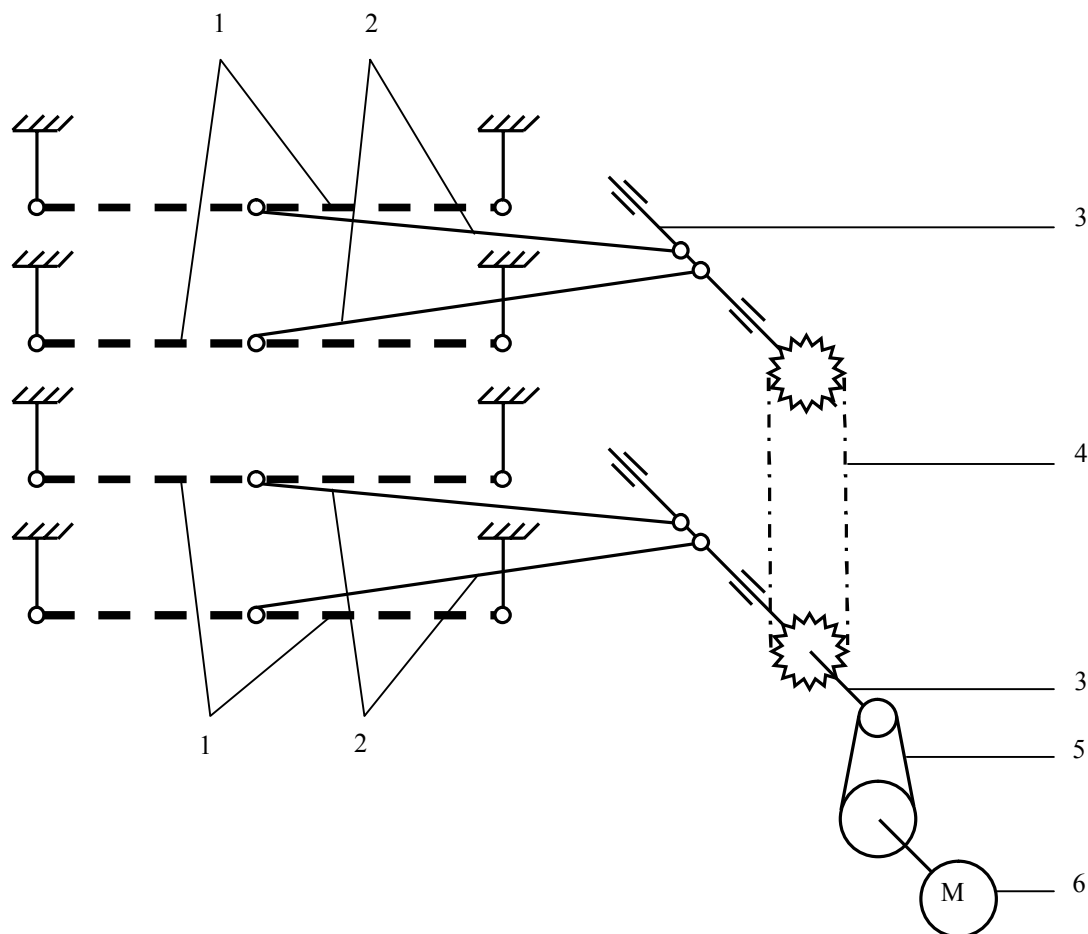


Рис. 3. Кинематическая схема ОЗС-50: 1 – решетные станы; 2 – ползуны; 3 – эксцентриковые валы; 4 – цепная передача; 5 – клиноременная передача; 6 – электродвигатель

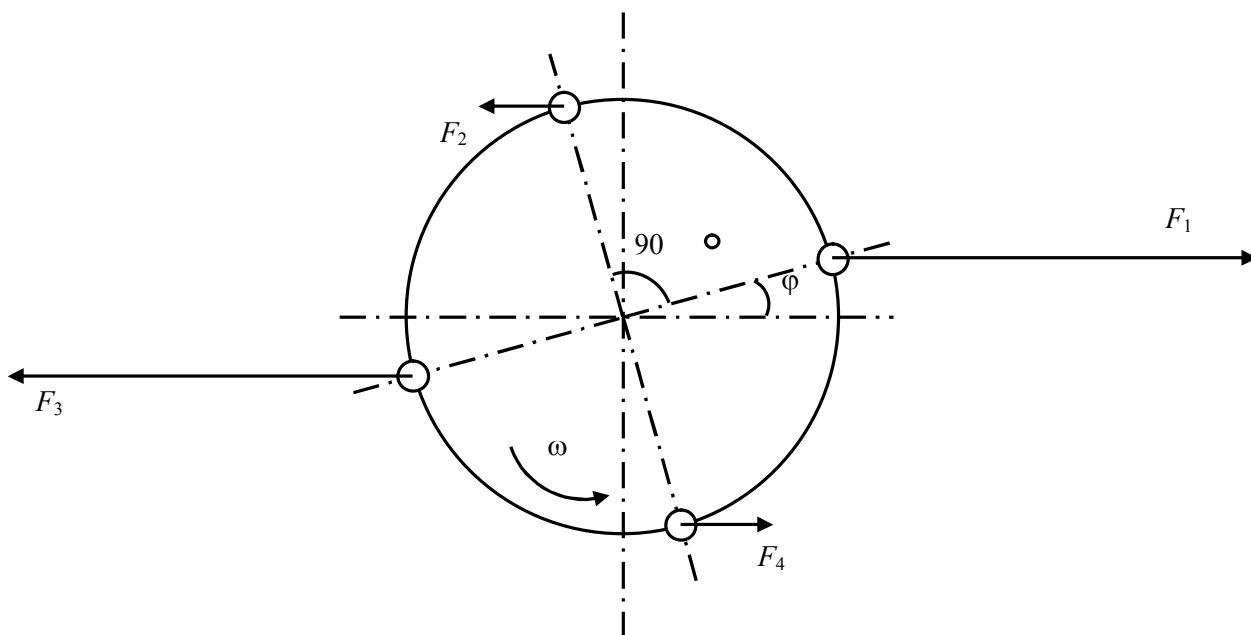


Рис. 5. Силы инерции, действующие на кривошипы в механизме с тремя рабочими органами

Заключение

«Звезды», образованные кривошипами механизмов с постоянным приведенным моментом инерции с числом рабочих органов более двух, обладают центральной симметрией. Такие механизмы сбалансированы.

Минимальное число рабочих органов, совершающих линейные колебания, в сбалансированном механизме с постоянным приведенным моментом инерции равно трем.

Список литературы

1. Попов И.П., Чумаков В.Г., Терентьев А.Д. Редукция мощности привода решетных сортировальных машин // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2015. № 2(219). С. 175–181.
2. Попов И.П. Механические аналоги реактивной мощности // Вестник Пермского университета. Математика. Информатика. 2015. № 3(30). С. 37–39.
3. Попов И.П. Свободные гармонические колебания в системах с однородными элементами // Прикладная математика и механика. 2012. Т. 76. Вып. 4. С. 546–549.
4. Попов И.П. Синтез инертно-инертного осциллятора // Прикладная математика и вопросы управления. 2017. № 1. С. 7–13.
5. Пат. 2601891 RU, МПК6 F 16 F 15/24. Устройство для уравнивания инерционных сил / И.П. Попов, В.Г. Чумаков, М.В. Давыдова, Д.П. Попов, С.Ю. Кубарева (Россия). № 2015100567/11; заявл. 12.01.2015; опубл. 10.11.2016, Бюл. № 31.
6. Попов И.П. Колебательные системы с однородными элементами // Инженерная физика. 2013. № 3. С. 52–56.
7. Попов И.П. Моделирование биинертного осциллятора // Приложение математики в экономических и технических исследованиях: сб. науч. тр. / под общ. ред. В.С. Мхитаряна. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2017. С. 188–192.
8. Пат. 2575763 RU, МПК6 В 06 В 1/12. Способ для получения механических колебаний / И.П. Попов (Россия). №2015100584 / 28; заявл. 12.01.2015; опубл. 20.02.2016, Бюл. № 5.
9. Попов И.П. Колебательные системы, состоящие только из инертных или только упругих элементов, и возникновение в них свободных гармонических колебаний // Вестник Томского государственного университета. Математика и механика. 2013. № 1(21). С. 95–103.
10. Попов И.П., Шамарин Е.О. Свободные механические гармонические колебания со смещенными фазами // Вестник Тихоокеанского государственного университета. 2013. № 2(29). С. 39–48.

Поступила 30.07.18
Принята в печать 03.09.18

AUTOBALANCED VIBRATION MACHINES

Igor P. Popov – Senior Lecturer

Kurgan State University, Kurgan, Russia. E-mail: ip.popov@yandex

Svetlana Yu. Kubareva – Senior Lecturer

Kurgan State University, Kurgan, Russia. E-mail: ksv_kmz@mail.ru

Abstract

This paper examines mechanisms the operating elements of which perform linear oscillations the frequencies of which are too high for the weights of the elements. This can create a considerable nonproductive mechanical reactive inertial power, which can by far exceed the productive (useful) dissipative power. A significantly higher energy efficiency can be achieved through neutralization of the mechanical reactive inertial power. Self-neutralization of the mechanical reactive inertial power can be possible in mechanisms with a constant equivalent moment of inertia due to displaced oscillation phases of the operating elements, the number of which may, in fact, be any. For a mechanism with two operating elements, the phase displacement is $\pi/2$, whereas for a mechanism with three operating elements it is $2\pi/3$. Practical use of the mechanism with a constant equivalent moment of inertia with two big operating elements may be hindered because of the lack of balance. The degree to which a mechanism is balanced (or unbalanced) is directly related to the "degree" of central symmetry of the pattern formed by the cranks. The objective of this research is to identify the self-balancing conditions for mechanisms with a constant equivalent moment of inertia with four and three operating elements. It is shown that the *star* patterns formed by the cranks of mechanisms with a constant equivalent moment of inertia that have more than two operating elements are indeed centrally symmetric. Such mechanisms are balanced. It was found that, in a balanced mechanism with a constant equivalent moment of inertia, at least three operating elements perform linear oscillations.

Keywords: Oscillations, phase, inertial power, self-balancing, central symmetry.

References

1. Popov I.P., Chumakov V.G., Terentiev A.D. Drive power reduction in screen sizers. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo*
2. Popov I.P. Mechanical equivalents to reactive power. *Vestnik Permskogo universiteta. Matematika. Mekhanika. Informatika* [Bulletin of Perm University. Mathematics. Mechanics. Computer Science], 2015, no. 3(30), pp. 37–39. (In Russ.)
3. Popov I.P. Free vibration harmonics in systems with homogeneous elements. *Prikladnaya matematika i mekhanika* [Applied mathematics and mechanics], 2012, vol. 76, iss. 4, pp. 546–549. (In Russ.)
4. Popov I.P. Synthesis of an inert-inert oscillator. *Prikladnaya matematika i voprosy upravleniya* [Applied mathematics and control], 2017, no. 1, pp. 7–13. (In Russ.)
5. Popov I.P., Chumakov V.G., Davydova M.V., Popov D.P., Kubareva S.Yu. *Ustroystvo dlya uravnoveshivaniya inertsonnykh sil* [Device for balancing inertia forces]. Patent RF, no. 2601891 RU, 2016.
6. Popov I.P. Oscillatory systems with homogeneous elements. *Inzhenemaya fizika* [Engineering physics], 2013, no. 3, pp. 52–56. (In Russ.)
7. Popov I.P. Modeling of a bi-inert oscillator. *Prilozhenie matematiki v ekonomicheskikh i tekhnicheskikh issledovaniyakh: sb. nauch. tr.* [Mathematics in economic and engineering studies: Research papers]. Ed. by V.S. Mkhitarian. Magnitogorsk, 2017, pp. 188–192. (In Russ.)
8. Popov I.P. *Sposob polucheniya mekhanicheskikh kolebaniy* [Method of obtaining mechanical oscillations]. Patent RF, no. 2575763 RU, 2016.
9. Popov I.P. Oscillatory systems comprised of only inert or only elastic elements and the emergence of free harmonic oscillations. *Vestnik Tomskogo gosudarstvennogo universiteta. Seria: Matematika i mekhanika* [Tomsk State University Journal. Mathematics and mechanics], 2013, no. 1(21), pp. 95–103. (In Russ.)
10. Popov I.P., Shamarin E.O. Free mechanical harmonic oscillations with staggered phases. *Vestnik Tikhookeanskogo gosudarstvennogo universiteta* [Bulletin of PNU], 2013, no. 2(29), pp. 39–48. (In Russ.)

Received 30/07/18

Accepted 03/09/18

Образец для цитирования

Попов И.П., Кубарева С.Ю. Автобалансировка вибрационных машин // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2018. Т.16. №3. С. 140–144. <https://doi.org/10.18503/1995-2732-2018-16-3-140-144>

For citation

Popov I.P., Kubareva S.Yu. Autobalanced vibration. *Vestnik Magnitogorskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta im. G.I. Nosova* [Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University]. 2018, vol. 16, no. 3, pp. 140–144. <https://doi.org/10.18503/1995-2732-2018-16-3-140-144>