



САМОБАЛАНСИРОВКА ВИБРАЦИОННЫХ МЕХАНИЗМОВ

Рассматриваются механизмы, рабочие органы которых совершают линейные колебания с высокой для их массы частотой, что приводит к развитию значительной непроизводительной механической реактивной инерционной мощности. Нейтрализация инерционной мощности приводит к существенному повышению энергоэффективности механизма. *Целью работы* является установление условий автобалансировки механизмов с постоянным приведенным моментом инерции с четырьмя и тремя рабочими органами. Установлено, что минимальное число рабочих органов, совершающих линейные колебания, в сбалансированном механизме с постоянным приведенным моментом инерции равно трем.

Колебания, фаза, инерционная мощность, автобалансировка, центральная симметрия.

Существуют механизмы (например, сортировальные) рабочие органы которых совершают линейные колебания с высокой для их массы частотой [1–8], что приводит к развитию значительной непроизводительной механической реактивной инерционной мощности, которая может на порядок превосходить производительную (полезную) диссипативную мощность. Поэтому нейтрализация инерционной мощности приводит к существенному повышению энергоэффективности механизма [9–11].

Самонейтрализация инерционной мощности осуществляется в механизмах с постоянным приведенным моментом инерции за счет смещения фаз колебаний рабочих органов, количество которых может быть любым. Например, для механизма с двумя рабочими органами смещение фаз составляет $\pi/2$ [12–15], а с тремя – $2\pi/3$. На рисунке 1 приведен пример такого механизма.

Энергообмен происходит следующим образом: в некоторый момент времени решетный стан 1 нахо-

дится в крайнем правом положении, его кинетическая энергия равна нулю. В этот момент решетный 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.

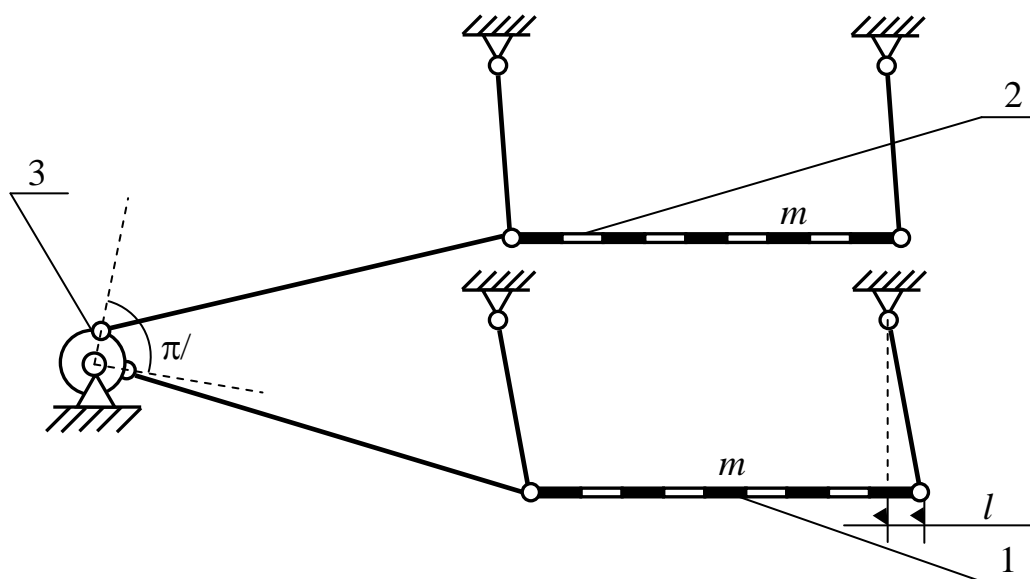


Рис. 1. Кинематическая схема сортировальной машины с постоянным приведенным моментом инерции: 1, 2 – решетные станы; 3 – эксцентрики

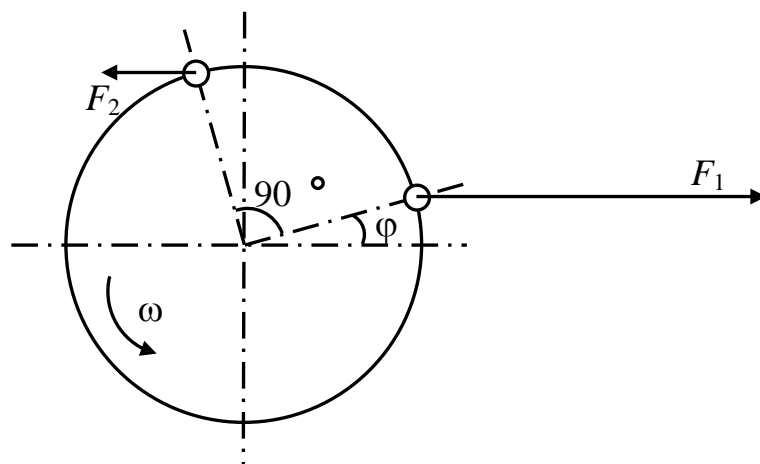


Рис. 2. Силы инерции, действующие на кривошты в механизме с двумя рабочими органами

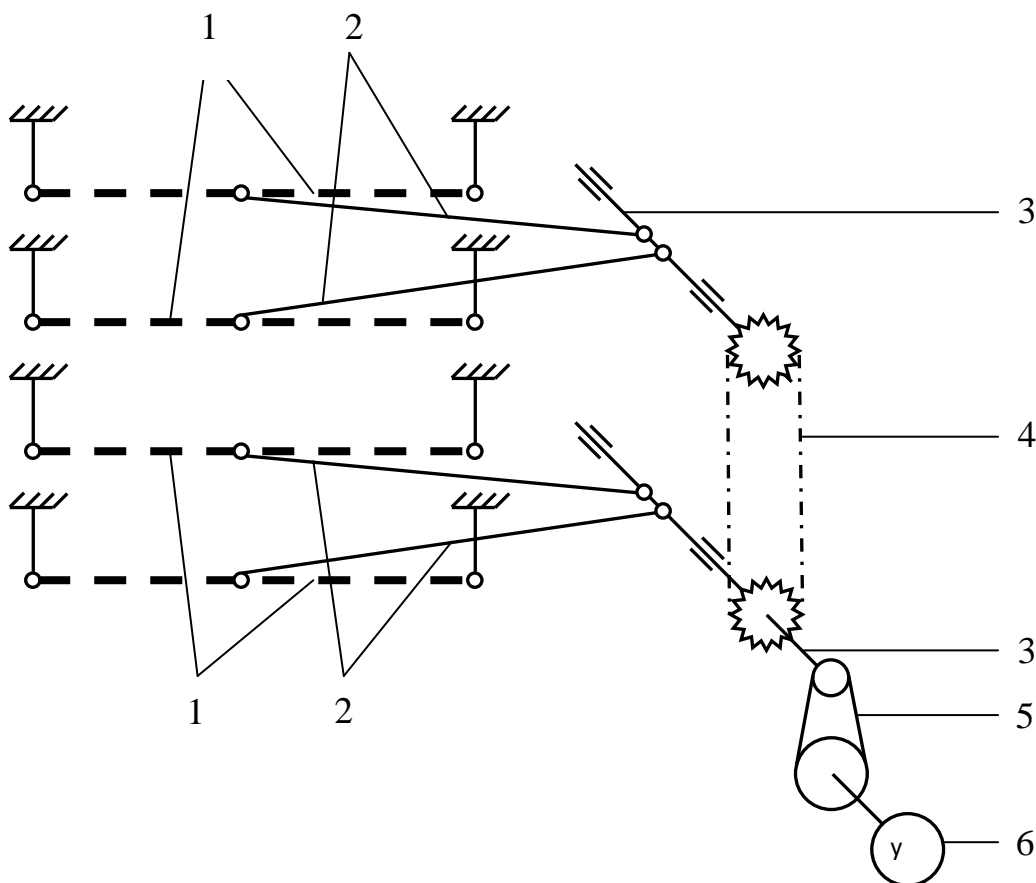


Рис. 3. Кинематическая схема сортировальной машины с четырьмя решетными станами:
 1 – решетные станы; 2 – шатуны; 3 – эксцентриковые валы;
 4 – цепная передача; 5 – клиноременная передача; 6 – электродвигатель

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.

При этом

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

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

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

Таким образом, механизм несбалансирован. 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 рисунке 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 минимально 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 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 градусов. 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.

Звезда, образованная кривошипами, обладает центральной симметрией.

При этом

$$\begin{aligned} F_1 &= F_m \cos \varphi_1 = F_m \cos \varphi, \\ F_2 &= F_m \cos \varphi_2 = F_m \cos(\varphi + \pi/2) = -F_m \sin \varphi, \\ F_3 &= F_m \cos \varphi_3 = F_m \cos(\varphi + \pi) = -F_m \cos \varphi, \\ F_4 &= F_m \cos \varphi_4 = F_m \cos(\varphi + 3\pi/2) = F_m \sin \varphi. \\ F &= F_1 + F_2 + F_3 + F_4 = F_m \cos \varphi - F_m \sin \varphi - \\ &\quad - F_m \sin \varphi - F_m \cos \varphi + F_m \sin \varphi = 0. \end{aligned}$$

Таким образом, механизм сбалансирован.

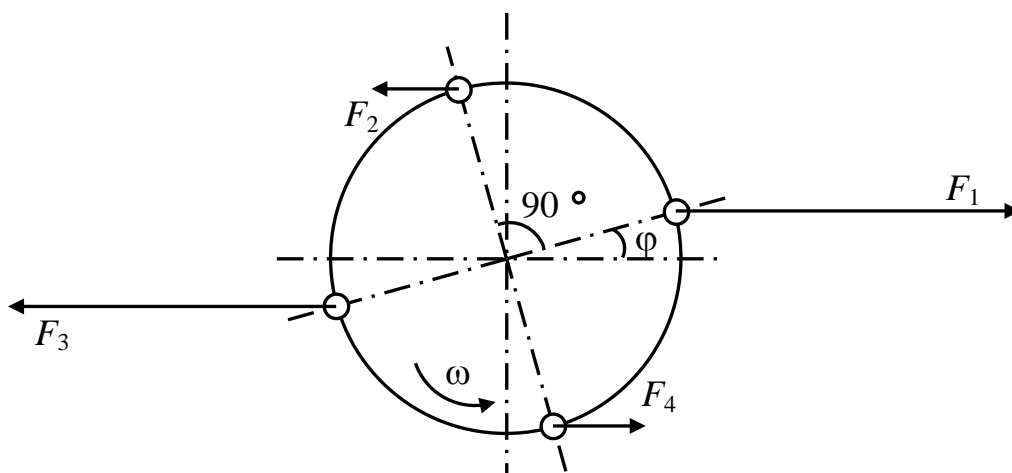


Рис. 4. Силы инерции, действующие на кривошипы в механизме с четырьмя рабочими органами

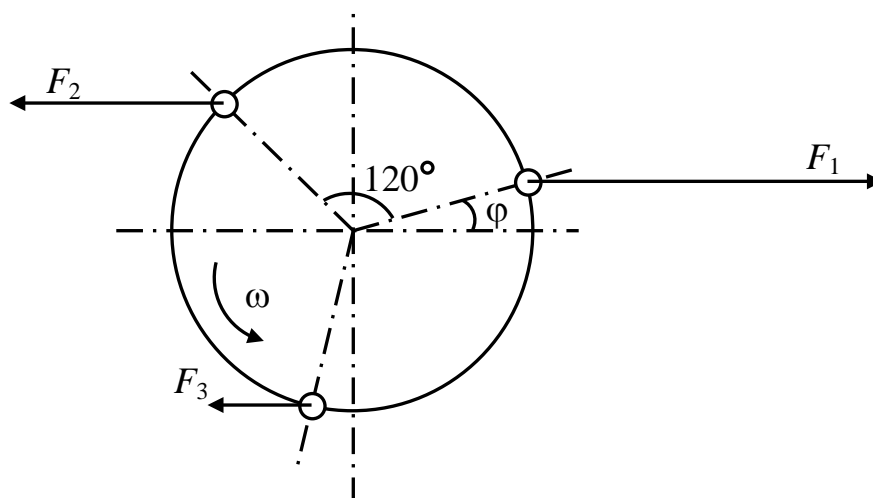


Рис. 5. Силы инерции, действующие на кривошипы механизма с тремя рабочими органами

Автобалансировка механизма с постоянным приведенным моментом инерции с тремя массивными рабочими органами.

Звезда, образованная кривошипами, обладает центральной симметрией.

При этом

$$\begin{aligned}F_1 &= F_m \cos \varphi_1 = F_m \cos \varphi, \\F_2 &= F_m \cos \varphi_2 = F_m \cos(\varphi + 2\pi/3), \\F_3 &= F_m \cos \varphi_3 = F_m \cos(\varphi + 4\pi/3). \\F &= F_1 + F_2 + F_3 = \\&= F_m \cos \varphi_1 + F_m \cos \varphi_2 + F_m \cos \varphi_3 = \\&= F_m \cos \varphi_1 + F_m 2 \cos \frac{\varphi_2 + \varphi_3}{2} \cos \frac{\varphi_2 - \varphi_3}{2} = \\&= F_m \cos \varphi + F_m 2 \cos(\varphi + \pi) \cos(-\pi/3) = 0.\end{aligned}$$

Таким образом, механизм сбалансирован.

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.

Литература

1. Балансировка вибромашин при строительстве железнодорожного пути / И. П. Попов, Д. Н. Парышев, В. М. Самуйлов, К. А. Васильев // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – 2018. – № 2 (38). – С. 15–19.
2. Popov, I. P. Reducing the total power consumption of the grid separators in feed production / I. P. Popov, V. G. Chumakov, S. F. Sukhanova // British journal of innovation in science and technology. – 2017. – Vol. 2, № 2. – P. 15–20.
3. Energy efficiency assessment of sieve separation gear kinematic diagram / I. P. Popov, V. G. Chumakov, S. S. Rodionov, L. Ja. Chumakova, S. I. Rodionova // British journal of innovation in science and technology. – 2017. – Vol. 2, № 3. – P. 5–11.
4. Popov, I. P. Synthesis inert-inertial oscillator / I. P. Popov // Applied mathematics and control sciences. – 2017. – № 1. – P. 7–13.
5. Popov, I. P. Modeling of objects in the form of superposition of states / I. P. Popov // Applied mathematics and control sciences. – 2015. – № 2. – P. 18–27.
6. Popov, I. P. Using the principle of superposition in mathematical modeling of the object states / I. P. Popov, V. G. Chumakov, V. I. Charykov // Software of systems in the industrial and social fields. – 2016. – № 4 (1). – P. 8–12.
7. Попов, И. П. Суперпозиция граничных состояний макрообъектов / И. П. Попов // Вести высших учебных заведений Черноземья. – 2015. – № 2. – С. 43–47.
8. Попов, И. П. Суперпозиция состояний как принцип моделирования / И. П. Попов // Вестник Морского государственного университета им. адмирала Г. И. Невельского. Серия: Автоматическое управление, математическое моделирование и информационные технологии. – 2016. – Вып. 75. – С. 75–81.
9. Попов, И. П. Механические аналоги реактивной мощности / И. П. Попов // Вестник Пермского университета. Математика. Механика. Информатика. – 2015. – № 3 (30). – С. 37–39.
10. Попов, И. П. Механическая мощность при колебательных технологических операциях / И. П. Попов // Вестник Псковского государственного университета. Технические науки. – 2015. – Вып. 2. – С. 15–18.
11. Попов, И. П. Комплексная мощность механических колебательных процессов / И. П. Попов // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения. – 2016. – № 1. – С. 32–36.
12. 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. – № 2015100567/11; заявл. 12.01.2015; опубл. 10.11.2016, бюл. № 31.
13. Пат. 2575763 RU, МПК6 В 06 В 1/12. Способ получения механических колебаний / И. П. Попов. – № 2015100584/28; заявл. 12.01.2015; опубл. 20.02.2016, бюл. № 5.
14. Пат. 157214 RU, МПК6 F 16 F 15/24, F 16 H 21/14. Механизм для уравнивания инерционных сил / И. П. Попов, В. Г. Чумаков, А. Б. Переладов, Д. П. Попов, С. Ю. Кубарева. – № 2015104504/11; заявл. 10.02.2015; опубл. 27.11.2015, бюл. № 33.
15. Попов, И. П. Моделирование биинертного осциллятора / И. П. Попов // Приложение математики в экономических и технических исследованиях: сборник науч. трудов / под общ. ред. В. С. Мхитаряна. – Магнитогорск, 2017. – С. 188–192.

I.P. Popov

Kurgan State University

VIBRATION MECHANISMS SELF-BALANCING

Mechanisms, working bodies of which perform linear oscillations with a frequency high for their mass, which leads to the development of significant non-productive mechanical reactive inertial power, are considered in the article. Neutralization of the inertial power leads to a significant increase in the energy efficiency of the mechanism. The aim of the work is to determine conditions for automatic balancing of mechanisms with a constant reduced moment of inertia with four and three working bodies. It is established that the minimum number of working bodies performing linear oscillations in a balanced mechanism with a constant reduced moment of inertia is three.

Oscillations, phase, inertial power, auto-balance, central symmetry.