

УДК 621.833.51

А.А. ПРИХОДЬКО, канд. техн. наук

доцент кафедры технической механики и специальных машин имени профессора А.А. Петрика¹
E-mail: sannic92@gmail.com

М.Н. МОВСИСЯН

аспирант кафедры технической механики и специальных машин имени профессора А.А. Петрика¹
E-mail: 123mger@mail.ru¹Кубанский государственный технологический университет, г. Краснодар, Российская Федерация

Поступила в редакцию 17.10.2022.

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ И УРАВНОВЕШИВАНИЕ МЕХАНИЗМА ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

В работе представлены новые механизмы возвратно-поступательного движения, построенные на базе двухрядной планетарной передачи некруглыми зубчатыми колесами с двумя внешними зацеплениями. Искомый вид движения выходного звена реализуется путем преобразования возвратно-вращательного движения выходного вала планетарного механизма с помощью передачи «зубчатое колесо — зубчатая рейка». Проводится уравнивание предложенных механизмов на примере трех схем планетарной передачи: с одним, двумя и тремя сателлитами. Структурный анализ передач с несколькими сателлитами показал, что добавление каждого дополнительного сателлита отнимает у механизма одну степень свободы, в результате чего он становится неподвижным. Предлагается на каждом дополнительном сателлите использовать противовес вместо одной двухподвижной кинематической пары, что приводит к устранению избыточных связей. Получены условия статического равновесия для разработанных схем планетарных механизмов, позволяющие расположить центры масс механизмов на оси вращения и тем самым значительно снизить шум и вибрации в разрабатываемой на его основе передаче.

Ключевые слова: планетарный механизм, структурный анализ, структурная математическая модель, статическое уравнивание, возвратно-поступательное движение

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-1-62-23-30>

Введение. Машины и механизмы с возвратно-поступательным движением рабочего органа широко используются в различных отраслях промышленности и в быту [1]. На базе таких механизмов построены двигатели внутреннего сгорания [2–4], поршневые машины объемного действия (насосы, компрессоры) [5, 6], станки-качалки для добычи нефти [7], вибрационные и ударные устройства (молоты, прессы, трамбовки) [8, 9], манипуляторы для выполнения вспомогательных операций металлообрабатывающих производств [10], лобзикопилы и многие другие устройства.

Традиционно в основе перечисленных машин применяются рычажные механизмы, преимущественно кулисные [11] или кривошипно-ползунные [12]. Их распространенность обусловлена наличием и совершенствованием методов расчета и проектирования, а также простотой конструкции, снижающей стоимость изготовления и эксплуатации. К существенным недостаткам рычажных механизмов следует отнести большие габариты и малый коэффициент объема привода,

невозможность полного уравнивания механической системы, сниженная эффективность поступательных пар трения; при этом большое количество устройств работает в открытом корпусе, что снижает надежность конструкции.

Зубчатые механизмы лишены вышеуказанных недостатков, являясь при этом самым компактным типом передач, обеспечивающим высокую нагрузочную способность. Известны конструкции планетарных передач [13, 14], реализующих возвратно-поступательное движение, и примеры машин на их основе [15]. Повышение КПД и надежности данных передач также достигается за счет значительного снижения боковой реакции в поступательной кинематической паре [14, 16].

В последние годы возрастает интерес исследователей и конструкторов к передачам с некруглыми зубчатыми колесами, стимулируемый в основном повышением точности металлообрабатывающего оборудования, становлением и развитием аддитивного производства, а также снижением стоимости изготовления деталей машин. Традиционно

некруглые зубчатые колеса использовались для получения неравномерного вращательного движения без смены направления вращения [17], однако их применение в составе планетарных механизмов позволило реализовать другие виды движения, например, движение с остановками [18, 19] и возвратно-вращательное движение [20]. Таким образом, в настоящее время с помощью некруглых зубчатых колес можно получить практически все виды движения рабочего органа.

В настоящей работе исследуется механизм возвратно-поступательного действия, полученный путем объединения планетарного механизма с эллиптическими зубчатыми колесами [20] и передачи «зубчатое колесо — зубчатая рейка». Целью исследования является разработка и структурный анализ уравновешенных схем планетарного механизма, а также определение условий их уравновешивания в виде формул для расчета масс и координат центров тяжести звеньев.

Структурный анализ и уравновешивание односателлитного механизма. Рассмотрим односателлитную схему планетарного механизма (рисунок 1).

Структуру механизма опишем с использованием структурной математической модели [21]:

$$\begin{cases} p = \frac{1}{2} \left(\sum_{i=T-j}^2 tn_i + s \right); \\ n = \sum_{i=T-j}^T n_i; \\ W = \sum_{i=1}^{\Pi-1} ip_i - k\Pi; \\ k = p - n; \\ p = \sum_{i=1}^{\Pi-1} p_i; \\ T \leq k + 1, \end{cases} \quad (1)$$

где p — общее число кинематических пар; p_i — число кинематических пар i -й подвижности; T — количество вершин базового звена; n — общее

число подвижных звеньев; n_i — число подвижных звеньев с t вершинами; Π — подвижность пространства, в котором синтезируется механизм; k — число независимых замкнутых контуров; s — число присоединений к стойкам.

Исследуемый механизм (см. рисунок 1) состоит из четырех одноподвижных A, C, E, G ($p_1 = 4$) и трех двухподвижных кинематических пар B, D, F ($p_2 = 3$), двух двухвершинных 1, 4 ($n_2 = 2$) и двух трехвершинных звеньев 2, 3 ($n_3 = 2$), четырех присоединений к стойкам ($s = 4$). Подставляя исходные данные в систему уравнений (1), получим:

$$\begin{cases} 7 = \frac{1}{2} (3 \cdot 2 + 2 \cdot 2 + 4); \\ n = 2 + 2 = 4; \\ W = 1 \cdot 4 + 2 \cdot 3 - 3 \cdot 3 = 1; \\ k = 7 - 4 = 3; \\ p = 4 + 3 = 7; \\ 3 \leq 4. \end{cases} \quad (2)$$

Анализ полученной системы (2) показывает, что рассматриваемая конструкция имеет правильную структуру и является одноподвижным механизмом ($W = 1$). Как следует из структурной схемы, односателлитный планетарный механизм без дополнительных мер может быть неуравновешенным, поэтому построим расчетную схему для уравновешивания планетарного механизма и определения масс противовесов (рисунок 2).

Целью работы является статическое уравновешивание планетарной передачи, поэтому расчетная схема механизма показана без рейки, совершающей возвратно-поступательное движение. Наиболее простым способом уравновешивания механизмов является установка противовесов с целью нахождения центра масс звена или механической системы в целом на оси вращения, в результате чего обеспечивается статическое равно-

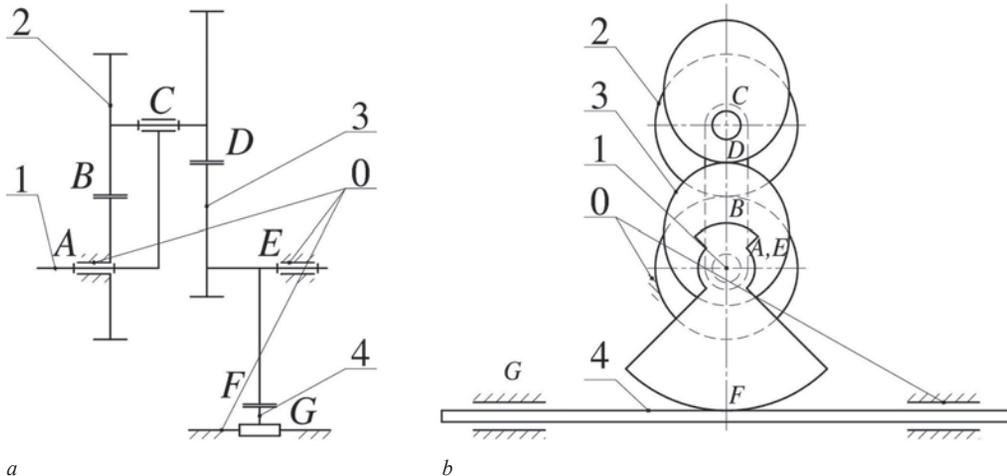


Рисунок 1 — Структурная схема механизма возвратно-поступательного движения на базе односателлитной планетарной передачи: a — главный вид; b — вид справа

Figure 1 — Structural scheme of the reciprocating motion mechanism based on a single-satellite planetary gear: a — main view; b — right side view

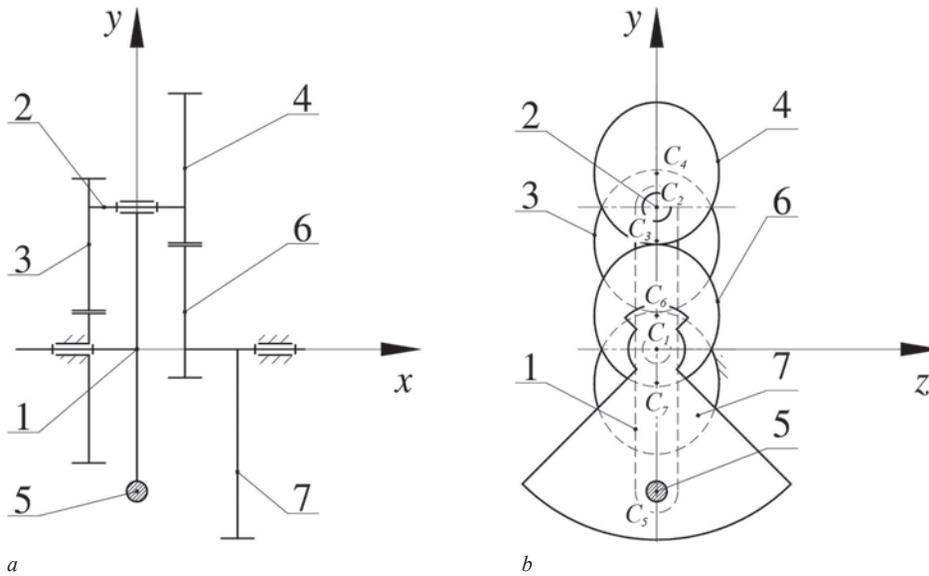


Рисунок 2 — Расчетная схема уравновешенного односпутельного планетарного механизма: *a* — главный вид; *b* — вид справа
 Figure 2 — Calculation scheme of the balanced single-satellite planetary gear: *a* — main view; *b* — right side view

весие, так как главный вектор сил инерции будет равен нулю:

$$\vec{F}_u = 0. \quad (3)$$

Примем систему координат xuz подвижной, при этом ось вращения будет совпадать с осью x , а ось координат y закрепим на водиле (см. рисунок 2). Так как звенья вращаются вокруг оси x , запишем условие нахождения центра масс механизма на оси вращения в проекциях на координатные оси y и z :

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n m_i y_{Ci} = 0; \\ \sum_{i=1}^n m_i z_{Ci} = 0, \end{cases} \quad (4)$$

где i — номер элемента в соответствии с рисунком 2; n — количество элементов; m_i — масса i -го элемента; y_{Ci} и z_{Ci} — координаты центра масс i -го элемента.

Анализ расчетной схемы позволяет сделать следующие выводы:

- центр масс водила лежит на оси вращения: $y_{C1} = 0, z_{C1} = 0$;
- с целью уравновешивания спутельного колеса 3 выполнено эллиптическим и имеет с колесом 4 одинаковые размеры: $y_{C4} + y_{C3} = 2y_{C2}$;
- центры масс вала спутельного и противовеса находятся симметрично на одинаковом межосевом расстоянии a от оси вращения: $y_{C2} = -y_{C5} = a$;
- координаты z_{C2} и z_{C5} во время движения равны нулю, при этом для эллиптических колес 3 и 4 в любом положении выполняется условие: $z_{C4} = -z_{C3}$.

Принимая во внимание полученные координаты центров масс, раскроем формулу (4) следующим образом:

$$\begin{cases} m_2 y_{C2} + m_3 y_{C3} + m_4 y_{C4} - m_5 y_{C2} + m_6 y_{C6} + m_7 y_{C7} = 0; \\ m_3 z_{C3} - m_4 z_{C3} + m_6 z_{C6} + m_7 z_{C7} = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Наиболее простым вариантом уравновешивания спутельного является равенство масс его эллиптических зубчатых колес: $m_3 = m_4$. Данное условие обеспечивает нахождение центра масс спутельного, состоящего из вала 2 и зубчатых колес 3 и 4, на оси его вращения, что позволяет сгруппировать слагаемые в уравнении равновесия в проекции на ось y и исключить зубчатые колеса 3 и 4 из уравнения равновесия в проекции на ось z , тем самым существенно упростив оба уравнения из выражения (5):

$$\begin{cases} (m_2 + 2m_3 - m_5) \cdot y_{C2} + m_6 y_{C6} + m_7 y_{C7} = 0; \\ m_6 z_{C6} + m_7 z_{C7} = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Упростить выражение (6) можно, уравневав спутель 2, 3, 4 с противовесом 5: $m_5 = m_2 + m_3 + m_4 = m_2 + 2m_3$.

Таким образом, неуравновешенными остались эллиптическое зубчатое колесо 6 и зубчатый сектор 7. Для того, чтобы центр масс выходного звена находился на оси вращения x , необходимо, чтобы линия, соединяющая центры масс C_6 и C_7 , проходила через начало координат системы xuz . В положении, показанном на расчетной схеме, координаты z_{C6} и z_{C7} равны нулю, при этом во время движения эти координаты будут рассчитываться $z_{C6} = y_{C6} \cdot \text{tg} \alpha$ и $z_{C7} = y_{C7} \cdot \text{tg} \alpha$, где α — угол поворота выходного звена относительно оси y . Подставляя полученные выражения в (6) и учитывая равновесие элементов 2–5, получим:

$$\begin{cases} m_6 y_{C6} + m_7 y_{C7} = 0; \\ (m_6 y_{C6} + m_7 y_{C7}) \cdot \text{tg} \alpha = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Анализ уравнения (7) показывает, что при проектировании механизма необходимо выбирать массы эллиптического колеса 6 и зубчатого сектора 7 таким образом, чтобы выполнялось выражение: $m_6 y_{C6} + m_7 y_{C7} = 0$.

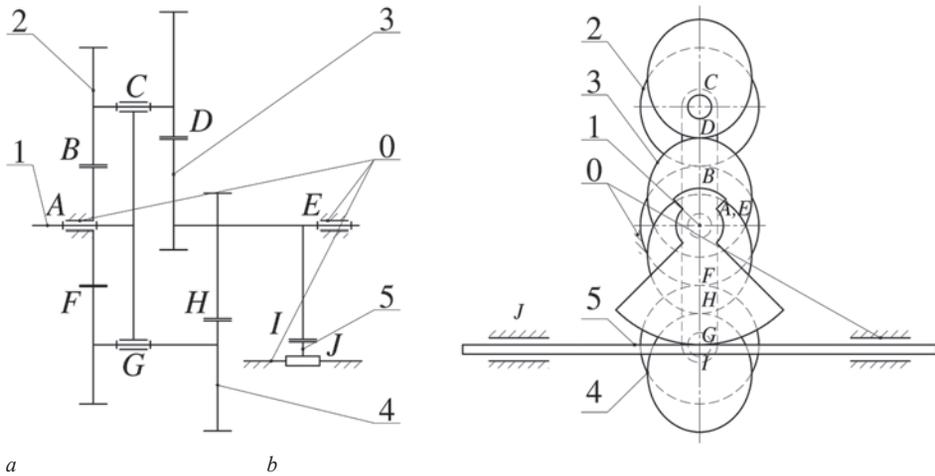


Рисунок 3 — Структурная схема механизма возвратно-поступательного движения на базе двухсателлитной планетарной передачи: *a* — главный вид; *b* — вид справа
 Figure 3 — Structural scheme of the reciprocating motion mechanism based on a two-satellite planetary gear: *a* — main view; *b* — right side view

Структурный анализ и уравнивание двухсателлитного механизма. Проведем структурный анализ двухсателлитной схемы планетарного механизма (рисунок 3).

Исследуемый механизм (см. рисунок 3) состоит из пяти неподвижных *A, C, E, G, J* ($p_1 = 5$) и пяти двухподвижных кинематических пар *B, D, F, H, I* ($p_2 = 5$), одного двухвершинного 5 ($n_2 = 1$), трех трехвершинных 1, 2, 4 ($n_3 = 3$) и одного четырехвершинного звена 3 ($n_4 = 1$), пяти присоединений к стойкам ($s = 5$). Подставляя исходные данные в систему уравнений (1), получим:

$$\begin{cases} 10 = \frac{1}{2}(4 \cdot 1 + 3 \cdot 3 + 2 \cdot 1 + 5); \\ n = 1 + 3 + 1 = 5; \\ W = 1 \cdot 5 + 2 \cdot 5 - 5 \cdot 3 = 0; \\ k = 10 - 5 = 5; \\ p = 5 + 5 = 10; \\ 3 \leq 6. \end{cases} \quad (8)$$

Анализ уравнений модели (8) показывает, что представленная на рисунке 3 структурная схема представляет собой неподвижную конструкцию ($W = 0$) и, соответственно, не является механизмом. Путем замены цилиндрического зубчатого колеса второго сателлита на противовес убирается одна двухподвижная кинематическая пара, звено 4 становится двухвершинным, а количество присоединений к стойке уменьшается на 1. Таким образом, структурная математическая модель примет вид:

$$\begin{cases} 9 = \frac{1}{2}(4 \cdot 1 + 3 \cdot 2 + 2 \cdot 2 + 4); \\ n = 4 + 1 = 5; \\ W = 1 \cdot 5 + 2 \cdot 4 - 4 \cdot 3 = 1; \\ k = 9 - 5 = 4; \\ p = 4 + 5 = 9; \\ 3 \leq 5. \end{cases} \quad (9)$$

Расчетная схема для уравнивания двухсателлитного планетарного механизма, с учетом замены цилиндрического зубчатого колеса сателлита на противовес, показана на рисунке 4. Полученный механизм, в соответствии с (9), является одноподвижным.

В данной схеме зубчатый сектор 10 целесообразно изготовить таким образом, чтобы его центр масс находился на оси вращения. Это может быть достигнуто как путем добавления противовеса, так и добавлением второго симметрично расположенного зубчатого сектора. Учитывая, что центры масс звеньев 1 и 10 находятся на оси вращения, запишем условие (4) для двухсателлитного планетарного механизма с противовесами следующим образом:

$$\begin{cases} m_2 y_{C2} + m_3 y_{C3} + m_4 y_{C4} + m_5 y_{C5} + m_6 y_{C6} + \\ + m_7 y_{C7} + m_8 y_{C8} + m_9 y_{C9} = 0; \\ m_2 z_{C2} + m_3 z_{C3} + m_4 z_{C4} + m_5 z_{C5} + m_6 z_{C6} + \\ + m_7 z_{C7} + m_8 z_{C8} + m_9 z_{C9} = 0. \end{cases} \quad (10)$$

Анализ расчетной схемы показывает, что центры масс звеньев 2, 3 и 5, 6 лежат друг напротив друга на одинаковом расстоянии от оси вращения ($y_{C2} = y_{C3} = -y_{C5} = -y_{C6}$; $z_{C2} = z_{C3} = -z_{C5} = -z_{C6}$), центры масс звеньев 4 и 7 лежат друг напротив друга на одинаковом расстоянии от оси вращения ($y_{C4} = -y_{C7}$; $z_{C4} = -z_{C7}$) и центры масс звеньев 8 и 9 также лежат друг напротив друга на одинаковом расстоянии от оси вращения ($y_{C8} = -y_{C9}$; $z_{C8} = -z_{C9}$).

Таким образом, наиболее простой вариант уравнивания механизма представляется в виде следующих условий:

$$m_2 + m_3 = m_5 + m_6; \quad (11)$$

$$m_4 = m_7; \quad (12)$$

$$m_8 = m_9. \quad (13)$$

Проектируя механизм с учетом (11)–(13), получим соблюдение условий равновесия (10), что

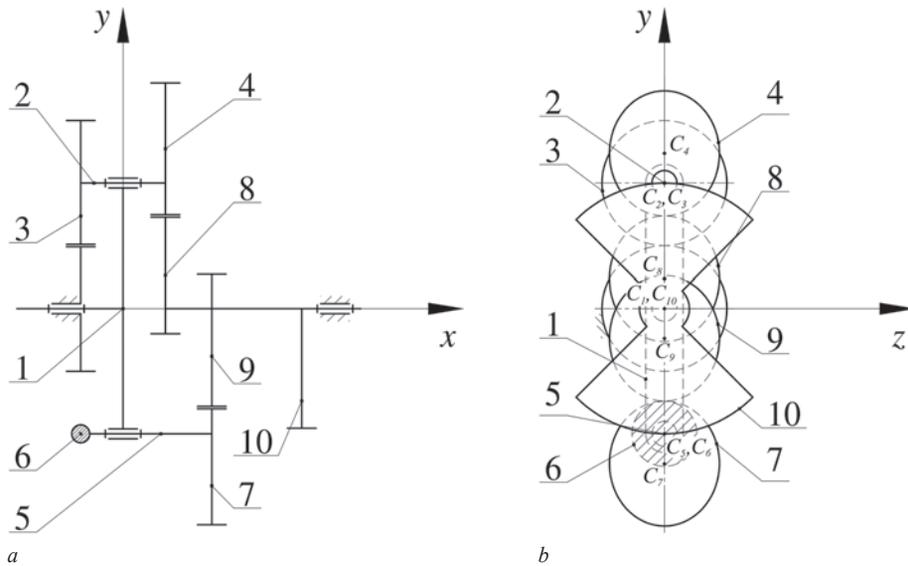


Рисунок 4 — Расчетная схема уравновешенного двухспутельного планетарного механизма:

a — главный вид; *b* — вид справа

Figure 4 — Calculation scheme of the balanced two-satellite planetary gear: *a* — main view; *b* — right side view

обеспечивает статическую уравновешенность механизма.

Структурный анализ и уравновешивание трехспутельного механизма. Проведем структурный анализ трехспутельной схемы планетарного механизма (рисунок 5).

Исследуемый механизм (см. рисунок 5) состоит из пяти одноподвижных *A, C, E, G, J, M* ($p_1 = 6$) и пяти двухподвижных кинематических пар *B, D, F, H, I, K, L* ($p_2 = 7$), одного двухвершинного 6 ($n_2 = 1$), трех трехвершинных 2, 4, 5 ($n_3 = 3$), одного четырехвершинного звена 1 ($n_4 = 1$) и одного пятивершинного звена 3 ($n_5 = 1$), шести присоединений к стойкам ($s = 6$). Подставляя исходные данные в систему уравнений (1), получим:

$$\begin{cases} 13 = \frac{1}{2}(5 \cdot 1 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 3 + 2 \cdot 1 + 6); \\ n = 1 + 3 + 1 + 1 = 6; \\ W = 1 \cdot 6 + 2 \cdot 7 - 7 \cdot 3 = -1; \\ k = 13 - 6 = 7; \\ p = 6 + 7 = 13; \\ 3 \leq 8. \end{cases} \quad (14)$$

Анализ уравнений модели (14) показывает, что представленная на рисунке 5 структурная схема представляет собой статически неопределимую неподвижную конструкцию ($W = -1$) и, соответственно, не является механизмом. Путем замены цилиндрических зубчатых колес второго и третьего спутельных на противовесы убирается две двухподвижные кинематические пары, звенья 4, 5 становятся двухвершинными, а количество присоединений к стойке уменьшается на 2. Таким образом, структурная математическая модель примет вид:

$$\begin{cases} 11 = \frac{1}{2}(5 \cdot 1 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 3 + 4); \\ n = 3 + 1 + 1 + 1 = 6; \\ W = 1 \cdot 6 + 2 \cdot 5 - 5 \cdot 3 = 1; \\ k = 11 - 6 = 5; \\ p = 6 + 5 = 11; \\ 3 \leq 6. \end{cases} \quad (15)$$

Расчетная схема для уравновешивания двухспутельного планетарного механизма, с учетом замены цилиндрического зубчатого колеса спутельного на противовес, показана на рисунке 6. Полученный механизм, в соответствии с (15), является одноподвижным.

Учитывая, что центры масс звеньев 1 и 14 находятся на оси вращения, запишем условие (4) для трехспутельного планетарного механизма с противовесами следующим образом:

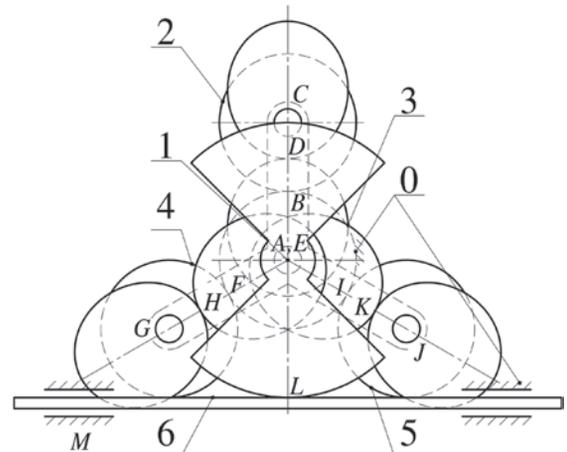


Рисунок 5 — Структурная схема механизма возвратно-поступательного движения на базе трехспутельной планетарной передачи

Figure 5 — Structural scheme of the reciprocating motion mechanism based on a three-satellite planetary gear

$$\begin{cases} m_2 y_{C_2} + m_3 y_{C_3} + m_4 y_{C_4} + m_5 y_{C_5} + m_6 y_{C_6} + m_7 y_{C_7} + m_8 y_{C_8} + \\ + m_9 y_{C_9} + m_{10} y_{C_{10}} + m_{11} y_{C_{11}} + m_{12} y_{C_{12}} + m_{13} y_{C_{13}} = 0; \\ m_2 z_{C_2} + m_3 z_{C_3} + m_4 z_{C_4} + m_5 z_{C_5} + m_6 z_{C_6} + m_7 z_{C_7} + m_8 z_{C_8} + \\ + m_9 z_{C_9} + m_{10} z_{C_{10}} + m_{11} z_{C_{11}} + m_{12} z_{C_{12}} + m_{13} z_{C_{13}} = 0. \end{cases} \quad (16)$$

Анализ расчетной схемы показывает следующие взаимосвязи между координатами центров масс звеньев:

$$\begin{aligned} y_{C_2} = y_{C_3} = -2y_{C_5} = -2y_{C_6} = -2y_{C_8} = -2y_{C_9}; \\ y_{C_4} = -2y_{C_7} = -2y_{C_{10}}; \\ y_{C_{11}} = -2y_{C_{12}} = -2y_{C_{13}}; \\ z_{C_2} = z_{C_3} = z_{C_4} = z_{C_{11}} = 0; \\ z_{C_5} = z_{C_6} = -z_{C_8} = -z_{C_9}; \\ z_{C_7} = -z_{C_{10}}; \\ z_{C_{12}} = -z_{C_{13}}. \end{aligned} \quad (17)$$

Подставляя (17) в (16), получим:

$$\begin{cases} y_{C_2} \left(m_2 + m_3 - \frac{m_5}{2} - \frac{m_6}{2} - \frac{m_8}{2} - \frac{m_9}{2} \right) + \\ + y_{C_4} \left(m_4 - \frac{m_7}{2} - \frac{m_{10}}{2} \right) + y_{C_{11}} \left(m_{11} - \frac{m_{12}}{2} - \frac{m_{13}}{2} \right) = 0; \\ z_{C_5} (m_5 + m_6 - m_8 - m_9) + z_{C_7} (m_7 - m_{10}) + \\ + z_{C_{12}} (m_{12} - m_{13}) = 0. \end{cases} \quad (18)$$

Анализ уравнений (18) показывает, что наиболее простой вариант уравнивания механизма представляется в виде следующих условий:

$$m_2 + m_3 = m_5 + m_6 = m_8 + m_9; \quad (19)$$

$$m_4 = m_7 = m_{10}; \quad (20)$$

$$m_{11} = m_{12} = m_{13}. \quad (21)$$

Проектируя механизм с учетом (19)–(21), получим соблюдение условий равновесия (18), что обеспечивает статическую уравновешенность трехсателлитного механизма.

Заключение. Представлены новые механизмы возвратно-поступательного движения, которые предлагается проектировать на базе планетарной передачи с эллиптическими зубчатыми колесами. Получение требуемого вида движения реализуется путем преобразования возвратно-вращательного движения выходного вала планетарного механизма с помощью передачи «зубчатое колесо — зубчатая рейка». Предлагаемые передачи могут быть неуравновешены вследствие расположения центра масс эллиптического зубчатого колеса не на оси вращения, которая располагается в фокусе делительного эллипса.

Одним из наиболее распространенных способов уравнивания планетарных механизмов является применение многосателлитных схем. Структурный анализ двух- и трехсателлитных механизмов показал, что добавление каждого дополнительного сателлита отнимает у механизма одну степень свободы, в результате чего он становится неподвижным и перестает быть механизмом. Предлагается использовать многосателлитные схемы передач, в которых на каждом дополнительном сателлите используется противовес вместо одной двухподвижной кинематической пары, что позволяет избавиться от избыточных связей.

Получены условия статического равновесия для одно-, двух- и трехсателлитных планетарных механизмов, позволяющие расположить центр масс всех звеньев на оси вращения и тем самым значительно снизить шум и вибрации в разрабатываемой на его основе передаче. Преимуществами разработанных устройств по сравнению с широко распространенным кривошипно-шатунным механизмом являются компактность и уравновешенность, а также снижение боковых усилий на рабочем органе, совершающем возвратно-поступательное движение. Перспективы дальнейшего развития работы заключаются в уравнивании зубчато-реечного механизма, которое может быть выполнено в виде

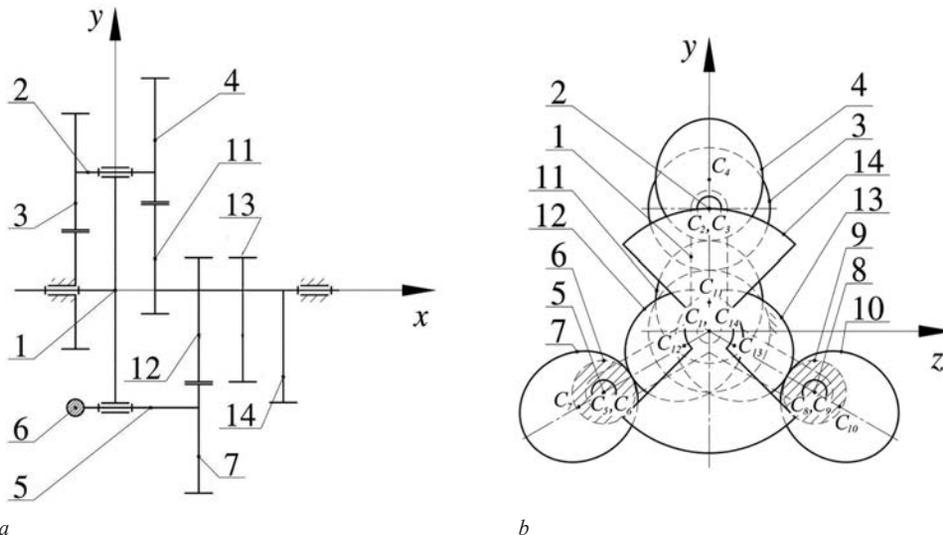


Рисунок 6 — Расчетная схема уравновешенного трехсателлитного планетарного механизма: а — главный вид; б — вид справа
 Figure 6 — Calculation scheme of the balanced three-satellite planetary gear: a — main view; b — right side view

дополнительной рейки, расположенной симметрично и выполняющей функции противовеса [22].

Работа выполнена при поддержке стипендии президента РФ (СП-4790.2022.1) и с использованием оборудования ЦКП «Исследовательский центр пищевых и химических технологий» КубГТУ (СКР 3111), развитие которого было поддержано Министерством науки и высшего образования Российской Федерации (Соглашение № 075-15-2021-679).

Список литературы

1. Кожевников, С.Н. Элементы механизмов / С.Н. Кожевников, Я.И. Есипенко, Я.М. Раскин. — М: Оборонгиз, 1956. — 1079 с.
2. Льюнг, Х.К. Кинематика и динамика бесшатунных механизмов преобразования движения / Х.К. Льюнг, А.Ф. Дорохов // Вестн. Астраханского гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. — 2015. — № 3. — С. 79–87.
3. Kosenok, V.B. Crank-rod mechanism for an internal combustion engine / V.B. Kosenok, V.B. Balyakin, I.N. Zhil'tsov // Russian Engineering Research. — 2017. — Vol. 37, iss. 1. — Pp. 19–22. — DOI: <https://doi.org/10.3103/S1068798X17010105>.
4. Structural analysis, survey and classification of kinematic chains for Atkinson cycle engines / D. Martins [et al.] // Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. — 2018. — Vol. 40, iss. 2. — Pp. 1–14. — DOI: <https://doi.org/10.1007/s40430-017-0939-x>.
5. Машина объемного действия: пат. RU 2474696 / А.И. Смелягин, Е.В. Бабенко. — Оpubл. 10.02.2013.
6. Dynamic behavior analysis of reciprocating compressor with subsidence fault considering flexible piston rod / S. Xiao [et al.] // Journal of Mechanical Science and Technology. — 2018. — Vol. 32, iss. 9. — Pp. 4103–4124. — DOI: <https://doi.org/10.1007/s12206-018-0809-1>.
7. Наджафов, А.М. Новый механический привод штанговых насосов для добычи нефти / А.М. Наджафов, А.И. Абдуллаев, Б.Б. Ахмедов // Вестн. машиностроения. — 2016. — № 9. — С. 19–24.
8. Математическое моделирование модернизированного ударно-вибрационного механизма / М.А. Асфандияров [и др.] // Вестн. Южно-Уральского гос. ун-та. Сер.: Машиностроение. — 2019. — Т. 19, № 4. — С. 5–12.
9. Керопян, А.М. Динамические особенности кривошипно-ползунного механизма ударного действия / А.М. Керопян, Ю.А. Алюшин // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2009. — № 2. — С. 203–208.
10. Серeda, Н.А. Разработка и исследование манипуляторов для передачи штучных изделий с возвратно-поступательным движением ведущего звена исполнительного механизма / Н.А. Серeda // Научное обозрение. — 2013. — № 2. — С. 64–70.
11. Поршневой акустический нагнетатель с кулисным механизмом / О.В. Козулина [и др.] // Вестн. Казанского технологич. ун-та. — 2014. — Т. 17, № 9. — С. 239–240.
12. Устинов, Ю.Ф. Математическая модель кривошипно-ползунного механизма с учетом влияния упругой деформации шатуна / Ю.Ф. Устинов, Е.И. Ханкин, А.Н. Щиенко // Науч. вестн. Воронежского гос. архитектурно-строительного ун-та. Сер.: Высокие технологии. Экология. — 2013. — № 1. — С. 189–194.
13. Зайкин, О.А. Проектирование малогабаритных двигателей и компрессоров с точным поступательным движением поршней без направляющей на основе схем замкнутых дифференциалов / О.А. Зайкин // Вестн. Астраханского гос. техн. ун-та. — 2005. — № 2(25). — С. 44–51.
14. Балакин, П.Д. Длинноходовые механизмы с минимальной боковой реакцией в поступательной паре / П.Д. Балакин, И.П. Згонник // Омский науч. вестн. Сер.: Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. — 2018. — Т. 2, № 1. — С. 17–21.
15. Massimo, C. Experimental analysis and thermo-fluid-dynamic simulation of a reciprocating compressor with non-conventional crank mechanism / C. Massimo, G. Bonaventura // Energy Procedia. — 2017. — Vol. 126. — Pp. 1139–1146. — DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.08.313>.
16. Балакин, П.Д. Преобразование движения и силового потока в приводе механизма с минимальной боковой реакцией в поступательной паре / П.Д. Балакин, И.П. Згонник // Омский науч. вестн. Сер.: Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. — 2018. — Т. 2, № 2. — С. 9–11.
17. Design and investigation of gear drives with non-circular gears applied for speed variation and generation of functions / F.L. Litvin [et al.] // Computer methods in applied mechanics and engineering. — 2008. — Vol. 197, iss. 45–48. — Pp. 3783–3802. — DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cma.2008.03.001>.
18. Пожбелко, В.И. Новый способ регулирования угла выстоя и классификация регулируемых зубчато-рычажных механизмов периодического поворота / В.И. Пожбелко, А.И. Шагиахметов, Н.И. Ахметшин // Вестн. Южно-Уральского гос. ун-та. Серия: Машиностроение. — 2005. — № 1(41). — С. 181–184.
19. Prikhodko, A. Experimental kinematic analysis of an intermittent motion planetary mechanism with elliptical gears / A. Prikhodko // Journal of Measurements in Engineering. — 2020. — Vol. 8, iss. 3. — Pp. 122–131. — DOI: <https://doi.org/10.21595/jme.2020.21583>.
20. Планетарный механизм преобразования вращательного движения в возвратно-вращательное: пат. RU 2616457 / А.А. Приходько, А.И. Смелягин. — Оpubл. 17.04.2017.
21. Смелягин, А.И. Структура машин, механизмов и конструкций / А.И. Смелягин. — М: НИЦ ИНФРА-М, 2019. — 387 с.
22. Смелягин, А.И. Уравновешивание исполнительного механизма виброперемешивающего устройства / А.И. Смелягин, И.В. Юхневич // Изв. вузов. Пищевая технология. — 2013. — № 5–6. — С. 83–86.

PRIKHODKO Aleksandr A., Ph. D. in Eng.

Associate Professor of the Technical Mechanics and Special Machines Department named after Prof. A.A. Petrik¹
E-mail: sannic92@gmail.com

MOVSISYAN Mger N.

Postgraduate Student of the Technical Mechanics and Special Machines Department named after Prof. A.A. Petrik¹
E-mail: 123mger@mail.ru

¹Kuban State Technological University, Krasnodar, Russian Federation

Received 17 October 2022.

STRUCTURAL ANALYSIS AND BALANCING OF THE RECIPROCATING MOTION MECHANISM

The paper presents new mechanisms of reciprocating motion, built on the basis of a two-row planetary gear with non-circular gearwheels with two external gears. The desired type of the output link motion is realized by converting the rotationally reciprocating movement of the planetary mechanism output shaft

using the transmission “toothed wheel — toothed rack”. The proposed mechanisms are balanced on the example of three planetary gear schemes, with one, two and three satellites. Structural analysis of gears with multiple satellites has shown that the addition of each extra satellite takes away one degree of freedom from the mechanism, as a result of which it becomes immobile. It is proposed to use a counterweight on each additional satellite instead of one two-moving kinematic pair, which leads to the elimination of redundant links. The conditions of static equilibrium for the developed schemes of planetary mechanisms are obtained, which make it possible to locate the centers of mass of the mechanisms on the axis of rotation and thereby significantly reduce noise and vibration in the gear developed on its basis.

Keywords: planetary mechanism, structural analysis, structural mathematical model, static balancing, reciprocating motion

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-1-62-23-30>

References

- Kozhevnikov S.N., Esipenko Ya.I., Raskin Ya.M. *Elementy mekhanizmov* [Elements of mechanisms]. Moscow, Oborongiz Publ., 1956. 1079 p. (in Russ.).
- Luong H.K., Dorokhov A.F. Kinematika i dinamika besshatunnykh mekhanizmov preobrazovaniya dvizheniya [Kinematics and dynamics of connecting rodless mechanisms of motion transformation]. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: marine engineering and technologies*, 2015, no. 3, pp. 79–87 (in Russ.).
- Kosenok B.B., Balyakin V.B., Zhil'tsov I.N. Crank-rod mechanism for an internal combustion engine. *Russian engineering research*, 2017, vol. 37, iss. 1, pp. 19–22. DOI: <https://doi.org/10.3103/S1068798X17010105>.
- Martins D., Frank T., Simas H., Vieira R.D.S., Simoni R., Murai E.H., Hoeltgebaum T. Structural analysis, survey and classification of kinematic chains for Atkinson cycle engines. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2018, vol. 40, iss. 2, pp. 1–14. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40430-017-0939-x>.
- Smelyagin A.I., Babenko E.V. *Mashina obemnogo deystviya* [Volumetric action machine]. Patent RU, no. 2474696 C1, 2013 (in Russ.).
- Xiao S., Zhang H., Liu S., Jiang F., Song M. Dynamic behavior analysis of reciprocating compressor with subsidence fault considering flexible piston rod. *Journal of mechanical science and technology*, 2018, vol. 32, iss. 9, pp. 4103–4124. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12206-018-0809-1>.
- Nadzhafov A.M., Abdullaev A.I., Akhmedov B.B. Novyy mekhanicheskiy privod shtangovykh nasosov dlya dobychi nefi [New mechanical drive of sucker rod pumps for oil extraction]. *Vestnik mashinostroeniya*, 2016, no. 9, pp. 19–24 (in Russ.).
- Asfandiyarov M.A., Kromsky E.I., Ivshina K.V., Akhmetshina R.R. Matematicheskoe modelirovaniye modernizirovannogo udarno-vibratsionnogo mekhanizma [Mathematical modeling of the modernized shock-vibration mechanism]. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. mechanical engineering industry*, 2019, vol. 19, no. 4, pp. 5–12 (in Russ.).
- Keropyan A.M., Alyushin Yu.A. Dinamicheskie osobennosti krivoshipno-polzunnogo mekhanizma udarnogo deystviya [Dynamic loads in a crank-slide impact mechanism]. *Mining informational and analytical bulletin*, 2009, no. 2, pp. 203–208 (in Russ.).
- Sereda N.A. Razrabotka i issledovanie manipulyatorov dlya peredachi shtuchnykh izdeliy s vozvratno-postupatelnyim dvizheniem vedushchego zvena ispolnitelnogo mekhanizma [Development and research of manipulators for transferring piece products with reciprocating motion of the leading link of the actuator]. *Nauchnoe obozrenie*, 2013, no. 2, pp. 64–70 (in Russ.).
- Kozulina O.V., Kuznetsov M.G., Mukhamedzyanov M.A., Azizov B.S., Ziyatdinov R.Kh. Porshnevoy akusticheskiy nagnetatel s kulisnym mekhanizmom [Piston acoustic supercharger with rocker mechanism]. *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta*, 2014, vol. 17, no. 9, pp. 239–240 (in Russ.).
- Ustinov Yu.F., Khankin E.I., Shchienko A.N. Matematicheskaya model krivoshipno-polzunnogo mekhanizma s ucheto m vliyaniya uprugoy deformatsii shatuna [The mathematical model of crank-type mechanism with regard to influence of elastic deformation of the rod]. *Scientific newsletter of the Voronezh State University of Architecture and Civil Engineering. Series: high-tech solutions. Ecology*, 2013, no. 1, pp. 189–194 (in Russ.).
- Zaikin O.A. Proektirovaniye malogabaritnykh dvigateley i kompressorov s tochnym postupatelnyim dvizheniem porshney bez napravlyayushchey na osnove skhem zamknutykh differentsialov [Design of small-sized engines and compressors with accurate translational piston movement without a guide based on circuits of closed differentials]. *Vestnik of Astrakhan State Technical University*, 2005, no. 2(25), pp. 44–51 (in Russ.).
- Balakin P.D., Zgonnik I.P. Dlinnokhodovyye mekhanizmy s minimalnoy bokovoy reaktsey v postupatelnoy pare [Long-stroke mechanisms with minimal side reaction in translational pair]. *Omsk scientific bulletin. Series: aviation-rocket and power engineering*, 2018, vol. 2, no. 1, pp. 17–21 (in Russ.).
- Massimo C., Bonaventura G. Experimental analysis and thermo-fluid-dynamic simulation of a reciprocating compressor with non-conventional crank mechanism. *Energy procedia*, 2017, vol. 126, pp. 1139–1146. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.08.313>.
- Balakin P.D., Zgonnik I.P. Preobrazovaniye dvizheniya i silovogo potoka v privode mekhanizma s minimalnoy bokovoy reaktsey v postupatelnoy pare [Transformation of motion and force flow in drive mechanism with minimal side reaction in the translational pair]. *Omsk scientific bulletin. Series: aviation-rocket and power engineering*, 2018, vol. 2, no. 2, pp. 9–11 (in Russ.).
- Litvin F.L., Gonzalez-Perez I., Fuentes A., Hayasaka K. Design and investigation of gear drives with non-circular gears applied for speed variation and generation of functions. *Computer methods in applied mechanics and engineering*, 2008, vol. 197, iss. 45–48, pp. 3783–3802. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cma.2008.03.001>.
- Pozhbelko V.I., Shagiakhetov A.I., Akhmetshin N.I. Novyy sposob regulirovaniya ugla vystoia i klassifikatsiya reguliruemyykh zubchato-rychazhnykh mekhanizmov periodicheskogo povorota [A new way to control the dwell angle and classification of adjustable gear-lever mechanisms of periodic rotation]. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. mechanical engineering industry*, 2005, no. 1(41), pp. 181–184 (in Russ.).
- Prikhodko A.A. Experimental kinematic analysis of an intermittent motion planetary mechanism with elliptical gears. *Journal of measurements in engineering*, 2020, vol. 8, iss. 3, pp. 122–131. DOI: <https://doi.org/10.21595/jme.2020.21583>.
- Smelyagin A.I., Prikhodko A.A. *Planetarnyy mekhanizm preobrazovaniya vrashchatelnogo dvizheniya v vozvratno-vrashchatelnnoe* [Planetary mechanism for converting rotational motion into reciprocating rotational]. Patent RU, no. 2616457 C1, 2017 (in Russ.).
- Smelyagin A.I. *Struktura mashin, mekhanizmov i konstruksiy* [Structure of machines, mechanisms and structures]. Moscow, NITs INFRA-M Publ., 2019. 387 p.
- Smelyagin A.I., Yukhnevich I.V. Uravnovesivaniye ispolnitelnogo mekhanizma vibroremeshivayushchego ustroystva [Balancing the actuator of the vibro-mixing device]. *Izvestiya vuzov. Food technology*, 2013, nos. 5–6, pp. 83–86 (in Russ.).