

УДК 621.01

## Математическое моделирование бипланетарного механизма для привода смесительных машин

**Алимов  
Бахтияр  
Милябаевич**

— канд. техн. наук, доцент кафедры «Информатика и компьютерная графика». Область научных интересов: теория механизмов и деталей машин. E-mail: alimov46@internet.ru

**Султонов  
Шохрух  
Холмурзаевич**

— докт. философии, канд. наук, заведующий кафедрой «Информатика и компьютерная графика». Область научных интересов: информационные системы, обработка больших данных и моделирование. E-mail: sultonovsh@yandex.ru

**Кодирова  
Елена  
Владимировна**

— ассистент кафедры «Информатика и компьютерная графика». Область научных интересов: информационные системы, обработка больших данных и моделирование. E-mail: lena.kadirova@mail.ru

Ташкентский государственный транспортный университет, Республика Узбекистан, Ташкент, 1-й пр. Куддус, 1

**Для цитирования:** Алимов Б. М., Султонов Ш. Х., Кодирова Е. В. Математическое моделирование бипланетарного механизма для привода смесительных машин // Интеллектуальные технологии на транспорте. 2024. № 3 (39). С. 13–20. DOI: 10.20295/2413-2527-2024-339-13-20

**Аннотация.** Представлено исследование по разработке кинематической схемы планетарного механизма с размыкающей кинематической цепью для привода рабочего органа строительной мешалки миксера. **Основной целью** исследования является создание в планетарном механизме двух кинематических циклов, в которых в течение одного оборота водила сателлиты последовательно выполняют движения эпициклической траектории гипоциклического движения. Для этого в переходных зонах между двумя разноименными сегментами использованы тормозные устройства для гашения кинематической энергии сателлитов и устройства синхронизатора, а также плавного входа шестерни сателлита в зубчатое зацепление данных передач. Рассматривается колебательный процесс синхронизатора при входе зуба шестерни сателлита в зацепление с передними зубьями синхронизатора. **Методы:** в статье предлагаются теоретические разработки планетарного механизма для привода рабочего органа лопастей смесительных машин, которые осуществлялись по методике основных положений теории механизмов и машин, колебаний и устойчивости конструкции, технологических процессов работы строительных машин. Использовано уравнение Лагранжа при колебательном движении синхронизатора. Результаты получены при помощи методов математической статистики и компьютерной графики. **Практическая значимость:** обеспечение возможности сборки планетарного механизма с учетом выбора угла поворота синхронизатора вокруг оси опоры. В обсуждении высказываются рекомендации по дальнейшему совершенствованию разработанного бипланетарного механизма для привода смесительных машин.

**Ключевые слова:** колебание, частота, сателлит, водило, синхронизатор, момент инерции, планетарный механизм, смесительная машина, миксер, привод

## Введение

В планетарных механизмах применяются передачи с зубчатыми, цевочными [1], фрикционно-ременными передачами [2], которые используются в приводе шпинделей аппарата хлопкоуборочной машины. Также планетарные механизмы имеют компактную конструкцию, что нашло широкое применение в народном хозяйстве: в растворосмесительных механизмах [3], пищевой промышленности, особенно при проектировании различных миксеров [4–7], в очистительных сооружениях и водоемах [8, 9] при вентилировании очистки сточных вод [10]. В работе [11] дана кинематическая схема эпициклического планетарного механизма для двигателя внутреннего сгорания с составлением уравнения кинематического движения сателлитов. В работах [12–14] приводится исследование планетарного механизма для привода рабочего органа лопастей строительной мешалки миксера.

## Результаты и их обсуждение

В технологических процессах растворомешалки миксера применяют планетарные механизмы для привода рабочего органа лопастей смесительных машин. На рис. 1 приводится кинематическая схема бипланетарного механизма для привода рабочего органа лопастей смесительной машины. В бипланетарных механизмах сателлиты непрерывно реверсируются: за один оборот водила сателлиты рабочего органа лопастей дважды меняют направление вокруг своей оси. Передачи выполнены с зубчатыми сегментами внутреннего (1) и внешнего (2) зацепления, в переходной зоне  $\alpha$  планетарного механизма установлен синхронизатор (6, 7) — между двух зубчатых сегментов 1 и 2 для плавного входа зубьев шестерни 3-го сателлита в зубчатое зацепление и тормозное устройство (4, 5) для реверса шестерни 3-го сателлита.

Бипланетарный механизм для привода рабочего органа лопастей смесительных машин работает следующим образом. При вращении водила по часовой стрелке с угловой скоростью  $\omega_b$  шестерня 3 сателлита, выйдя из зубчатого зацепления внешнего сегмента с угловой скоростью  $\omega_c$ , по инерции

продолжает вращаться по часовой стрелке и в зоне холостого участка  $\alpha$  до тормозного устройства 4, где происходит реверс шестерни 3 сателлита, то есть шестерня сателлита меняет вращение с угловой скоростью  $\omega_c$  против часовой стрелки. После реверса шестерня 3 соприкасается с первым зубом синхронизатора 6, который имеет измененный профиль зуба, способствующий точному входу зубьев шестерни 3 в зубчатое зацепление. Далее шестерня 3 сателлита, после прохождения по длине дуги синхронизатора 6, соединяется с зубчатым зацеплением сегмента 1 внутреннего зацепления. Аналогичный процесс происходит при подходе шестерни 3 сателлита к зоне зубчатого сегмента 2 внешнего зацепления: происходит торможение шестерни 3 сателлита тормозными устройствами 5, затем после реверса шестерни происходит соприкосновение зубчатых передач шестерни с синхронизатором, и в дальнейшем шестерня сателлита соприкасается с зацеплением сегмента 2 внешнего зацепления.

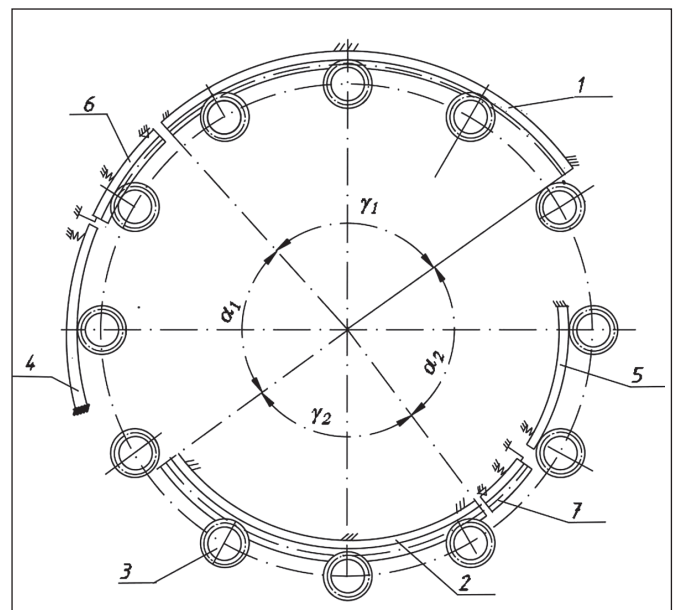


Рис. 1. Схема бипланетарного механизма с размыканием кинематической цепи

Силу  $F$ , действующую на зуб синхронизатора, находим по экспериментальным данным, учитывая периодический характер колебаний системы под действием внешних сил шестерни сателлита при частоте  $n = 110$  об/мин вращательного движения

водила бипланетарного механизма, воздействующего на синхронизатор, который является импульсным, описывается полусинусоидальной кривой и представляет собой возмущающую силу  $F$ . Возмущающая сила  $F$  шестерни сателлита, воздействующая на передний зуб синхронизатора, равна:

$$F = F_A \cdot \sin(\pi t_1 / t),$$

где  $F_A$  — осевое усилие, действующее в зубчатом зацеплении цилиндрических передач,  $F_A = 8\text{Н}$ ;  $t_1$  — переменная величина времени срабатывания синхронизатора, с ( $0 < t_1 < t$ );

$t$  — время срабатывания синхронизатора, с.

Подставляя численные значения и решая уравнение в MathCAD, получим график колебаний действительного возбуждения системы в течение времени срабатывания синхронизатора  $t = 0,048$  с (рис. 2).

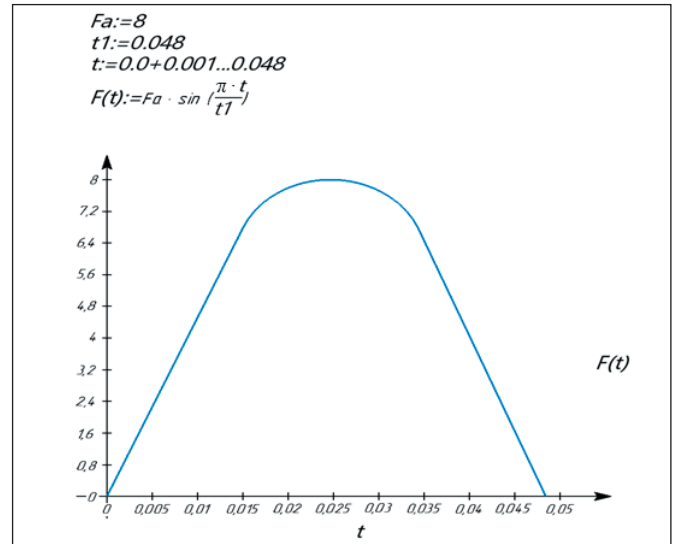


Рис. 2. График кривой попадания зуба сателлита по зубу синхронизатора

Возмущающую силу можно разложить в ряд Фурье, тогда

$$F = F_A \left[ \frac{1}{\pi} + \frac{1}{2} \sin \omega t - \frac{2}{\pi} \left( \frac{\cos 2\omega t}{3} + \frac{\cos 4\omega t}{15} + \frac{\cos 6\omega t}{35} \right) \right]. \quad (1)$$

Здесь  $\omega$  — угловая скорость сателлита,  $\omega = 130,08$  рад/с.

Используя уравнение Лагранжа, получим уравнение колебаний синхронизатора:

$$\mathcal{I}_D \cdot \ddot{\varphi} + cl^2 \cdot \varphi = M_{sp}, \text{ или } \mathcal{I}_D \cdot \ddot{\varphi} + cl^2 \cdot \varphi = F_t \cdot l. \quad (2)$$

Подставляя значения из уравнения (1) в (2), получим

$$\mathcal{I}_D \cdot \ddot{\varphi} + cl^2 \cdot \varphi = F_A \cdot l \left[ \frac{1}{4} + \frac{1}{2} \sin \omega t - \frac{2}{\pi} \left( \frac{\cos 2\omega t}{3} + \frac{\cos 4\omega t}{4} + \frac{\cos 6\omega t}{35} \right) \right],$$

или

$$\varphi + \frac{cl^2}{\mathcal{I}_D} \varphi = \frac{F_A \cdot l}{\mathcal{I}_D} \left[ \frac{1}{4} + \frac{1}{2} \sin \omega t - \frac{2}{\pi} \left( \frac{\cos 2\omega t}{3} + \frac{\cos 4\omega t}{4} + \frac{\cos 6\omega t}{35} \right) \right]. \quad (3)$$

Уравнение без правой части, соответствующее уравнению (3),

$$\ddot{\varphi} + \frac{cl^2}{\mathcal{I}_D} \cdot \varphi = 0, \text{ и характеристическое уравнение } r^2 + \frac{cl^2}{\mathcal{I}_D} = 0,$$

корни которого равны  $r = \pm p_i$ , где  $p_i$  — собственная частота системы,  $p_i = l \sqrt{\frac{c}{\mathcal{I}_D}}$ .

Отсюда  $\varphi_1 = \cos pt$ ,  $\varphi_2 = \sin pt$ .

Запишем решение уравнения (3) в следующем виде:

$$\varphi = c_1(t) \cos pt + c_2(t) \sin pt.$$

Составим систему уравнений для отыскания  $c_1(t)$  и  $c_2(t)$ :

$$\dot{c}_1(t) \cos pt + \dot{c}_2(t) \sin pt = 0,$$

тогда

$$-p \dot{c}_1(t) \cdot \sin pt + p \dot{c}_2(t) \cdot \cos pt = \frac{F_A \cdot l}{\mathcal{I}_D} \left[ \frac{1}{4} + \frac{1}{2} \sin \omega t - \frac{2}{\pi} \left( \frac{\cos 2\omega t}{3} + \frac{\cos 4\omega t}{15} + \frac{\cos 6\omega t}{35} \right) \right].$$

Решая эту систему, находим:  $\dot{c}_1(t) = -\dot{c}_2(t) \cdot \tan pt$ ;

$$\begin{aligned} \dot{c}_2(t) &= \dot{c}_2(t) \cdot \sin pt \cdot \tan pt + \dot{c}_2(t) \cos pt = \\ &= \frac{F_A \cdot l}{I_D \cdot p} \left[ \frac{1}{\pi} + \frac{1}{2} \sin \omega t - \frac{2}{\pi} \left( \frac{\cos 2\omega t}{3} + \frac{\cos 4\omega t}{15} + \frac{\cos 6\omega t}{35} \right) \right]. \end{aligned}$$

Далее находим:

$$\begin{aligned} c_2(t) &= \frac{\cos pt}{\sin^2 pt + \cos^2 pt} \cdot \frac{F_A \cdot l}{I_D \cdot p} \left[ \frac{1}{\pi} + \frac{1}{2} \sin \omega t - \frac{2}{\pi} \left( \frac{\cos 2\omega t}{3} + \frac{\cos 4\omega t}{15} + \frac{\cos 6\omega t}{35} \right) \right]; \\ \dot{c}_1(t) &= \frac{F_A \cdot l \cdot \sin pt}{I_D \cdot p} \left[ \frac{1}{\pi} + \frac{1}{2} \sin \omega t - \frac{2}{\pi} \left( \frac{\cos 2\omega t}{3} + \frac{\cos 4\omega t}{15} + \frac{\cos 6\omega t}{35} \right) \right]. \end{aligned}$$

Интегрирование этих значений дает:

$$\begin{aligned} \dot{c}_1(t) &= \frac{F_A \cdot l}{I_D \cdot p} \int \sin pt \left[ \frac{1}{4} + \frac{1}{2} \sin \omega t - \frac{2}{\pi} \left( \cos 2\omega t + \frac{1}{15} \cos 4\omega t + \frac{1}{35} \cos 6\omega t \right) \right] dt = \\ &= \frac{F_A \cdot l}{I_D \cdot p} \left\{ \frac{1}{\pi \cdot p} \cos pt - \frac{1}{4} \left[ \frac{1}{p-\omega} \cdot \sin(p-\omega)t - \frac{1}{p+\omega} \sin(p+\omega)t \right] - \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{3\pi} \left[ \frac{1}{p+2\omega} \cos(p+2\omega)t + \frac{1}{p+\cos 2\omega} (p-2\omega)t \right] - \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{15\pi} \left[ \frac{1}{p+4\omega} \cos(p-4\omega)t - \frac{1}{35} \left[ \frac{1}{p-6\omega} \cos(p-6\omega)t + \frac{1}{p-6\omega} \cos(p-6\omega)t \right] \right] \right\} + k_1. \end{aligned}$$

Также находим:

$$\begin{aligned} \dot{c}_2(t) &= \frac{F_A \cdot l}{I_D \cdot p} \int \cos pt \left[ \frac{1}{\pi} + \frac{1}{2} \sin \omega t - \frac{2}{\pi} \left( \frac{1}{3} \cos 2\omega t + \frac{1}{15} \cos 4\omega t + \frac{1}{35} \cos 6\omega t \right) \right] dt = \\ &= \frac{F_A \cdot l}{I_D \cdot p} \left\{ \frac{1}{\pi \cdot p} \sin pt + \frac{1}{4} \left[ -\frac{1}{p+\omega} \cos(p+\omega)t + \frac{1}{p-\omega} \cos(p+\omega)t \right] - \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{3\pi} \left[ \frac{1}{p-2\omega} \cdot \sin(p-2\omega)t + \frac{1}{p+2\omega} \sin(p-2\omega)t \right] + \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{15} \left[ \frac{1}{p-4\omega} \sin(p-4\omega)t + \frac{1}{p+4\omega} \sin(p-4\omega)t + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{1}{35} \left[ \frac{1}{p-6\omega} \sin(p-6\omega)t + \frac{1}{p-6\omega} \sin(p-6\omega)t \right] \right] \right\} + k_2, \end{aligned}$$

где  $k_1$  и  $k_2$  — произвольные интегрирования.

После подставления величин  $c_1(t)$  и  $c_2(t)$  в уравнение (5), получим угол поворота  $\varphi$  синхронизатора вокруг точки опоры  $D$ .

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{F_A \cdot l}{I_D \cdot p} \left\{ \frac{1}{\pi \cdot p} \cos pt - \frac{1}{4} \left[ \frac{1}{\pi-\omega} \sin(p-\omega)t - \frac{1}{p+\omega} \sin(p-\omega)t \right] - \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{3\pi} \left[ \frac{1}{p-2\omega} \cos(p-4\omega)t - \frac{1}{p-2\omega} \cos(p-2\omega)t \right] - \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{15} \left[ \frac{1}{p-4\omega} \cos(p-4\omega)t + \frac{1}{p-4\omega} \cos(p-4\omega)t \right] - \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{35\pi} \left[ \frac{1}{p-6\omega} \cos(p-6\omega)t + \frac{1}{p-6\omega} \cos(p-6\omega)t \right] \right\} \cos pt + k_1 \cos pt + \\ &\quad + \frac{F_A \cdot l}{I_D \cdot p} \left\{ \frac{1}{\pi \cdot p} \sin pt + \frac{1}{4} \left[ \frac{1}{p-\omega} \cos(p-\omega)t - \frac{1}{p-\omega} \cos(p+\omega)t \right] - \right. \end{aligned}$$

$$-\frac{1}{35}\left[\frac{1}{p-2\omega}\sin(p-2\omega)t+\frac{1}{p+2\omega}\sin(p+2\omega)t\right]-$$

$$-\frac{1}{15\pi}\left[\frac{1}{p-4\omega}\sin(p-4\omega)t+\frac{1}{p+4\omega}\sin(p+4\omega)t\right]-$$

$$-\frac{1}{35\pi}\left[\frac{1}{p-6\omega}\sin(p-6\omega)t+\frac{1}{p+6\omega}\sin(p+6\omega)t\right]\}\sin pt+k_2\sin pt.$$

После соответствующих преобразований получим:

$$\varphi = \frac{F_A \cdot l}{I_D \cdot p} \left\{ \frac{1}{\pi \cdot p} + \frac{p \sin \omega t}{2(p^2 - \omega^2)} - \frac{2p \cos 2\omega t}{3\pi(p^2 - 4\omega^2)} - \frac{2p \cos 4\omega t}{15\pi(p^2 - 16\omega^2)} - \frac{2p \cos 6\omega t}{35\pi(p^2 - 36\omega^2)} \right\} + k_1 \cos pt + k_2 \sin pt.$$

Угол перемещения синхронизатора:

$$\varphi = \frac{F_A \cdot l}{I_D \cdot p} \left\{ \frac{p\omega \cos \omega t}{2(p^2 - \omega^2)} - \frac{2p}{\pi} \left[ \frac{-2\omega \sin 2\omega t}{3(p^2 - 4\omega^2)} - \frac{4\omega \sin 4\omega t}{15(p^2 - 16\omega^2)} - \frac{6\omega \sin 6\omega t}{35(p^2 - 36\omega^2)} \right] \right\} - k_1 p \sin pt + k_2 p \cos pt.$$

При  $t = 0$  и  $\varphi = 0$  для определения произвольных постоянных  $k_1$  и  $k_2$  решаем следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} \frac{F_A \cdot l}{I_D \cdot p} \left\{ \frac{1}{\pi} - \frac{2p}{\pi} \left[ \frac{1}{3(p^2 - 4\omega^2)} + \frac{1}{15(p^2 - 16\omega^2)} + \frac{1}{35(p^2 - 36\omega^2)} + k_1 \right] \right\} = 0 \\ \frac{F_A \cdot l}{I_D} \cdot \frac{\omega}{2(p^2 - \omega^2)} + k_2 p = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Имеем:

$$k_1 = \frac{F_A \cdot l}{I_D \cdot p} \left\{ \frac{1}{\pi p} - \frac{2p}{\pi} \left[ \frac{1}{3(p^2 - 4\omega^2)} + \frac{1}{15(p^2 - 16\omega^2)} + \frac{1}{35(p^2 - 36\omega^2)} \right] \right\},$$

$$k_2 = \frac{F_A \cdot l \omega}{2I_D p (p^2 - \omega^2)}.$$

После подстановки произвольных постоянных  $k_1$  и  $k_2$  в уравнение (4) получим форму колебаний угла поворота  $\varphi$  синхронизатора вокруг оси опоры при рабочем режиме привода шпинделей уборочного аппарата:

$$\varphi = \frac{F_A \cdot l}{I_D \cdot p} \left\{ \frac{(1 - \cos pt)}{\pi p} + \frac{p \sin \omega t}{2(p^2 - \omega^2)} - \frac{2p}{\pi} \left[ \frac{\cos 2\omega t - \cos pt}{3(p^2 - 4\omega^2)} - \frac{\cos 4\omega t - \cos pt}{15(p^2 - 16\omega^2)} + \frac{\cos 6\omega t - \cos pt}{35(p^2 - 36\omega^2)} \right] - \frac{\omega \sin pt}{2(p^2 - \omega^2)} \right\}. \quad (5)$$

Практическим значением полученной формулы (5) является возможность использовать ее при сборке планетарного механизма, в котором синхронизатор в колебательном процессе со- блюдает нестеснительное движение в системе при последовательном расположении зубчатых передач по линии зацепления синхронизатора и сегмента.

## Заключение

Приводится кинематическая схема бипланетарного механизма для привода рабочего органа смесительной растворомешалки с установлением в переходных зонах между двумя разноименными зубчатыми сегментами внутреннего и внешнего зацепления синхронизаторов и тормозных устройств.

Теоретические исследования показали, что при выборе подвижной схемы синхронизатора будет обеспечиваться работоспособность бипланетарного механизма с размыканием кинематической цепи. Дальнейшее исследование имеет важное значение для изготовления смесительных растворомешалок с применением планетарного механизма.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Киреев С. О., Ковалев В. Н. Структура, кинематика и геометрия планетарных передач с внецентроидным цевочным зацеплением. Новочеркасск: Новочеркасский гос. техн. ун-т, 1995. 98 с.
2. Матчанов Р. Д. Хлопкоуборочные машины (1929–2010 гг.). Ташкент: Фан ва технология, 2011. 354 с.
3. Coulissee Mechanism with Rotating Link for Operating Part Drive Unit of the Mortar Pump / B. Alimov [et al.] // Construction Mechanics, Hydraulics and Water Resources Engineering (CONMECHYDRO–2021): Proceedings of the International Scientific Conference (Tashkent, Uzbekistan, 1–3 April, 2021). E3S Web of Conferences. 2021. Vol. 264. Art. No. 05050. 7 p. DOI: 10.1051/e3sconf/202126405050.
4. Kinematic Analysis of a Planetary Mixer Mechanism / V. S. Bogdanov [et al.] // High-Tech and Innovations in Research and Manufacturing (HIRM-2019): Proceedings of the International Conference (Krasnoyarsk, Russia, 06 May 2019). Journal of Physics: Conference Series. 2019. Vol. 1353. Art. No. 012030. 6 p. DOI: 10.1088/1742-6596/1353/1/012030.
5. Kammel D. W. Design, Selection and Use of TMR Mixers. URL: <http://www.researchgate.net/publication/268272514> (дата обращения 27.05.2024).
6. Design and Analysis of Planetary Gearbox for Industrial Concrete Mixer / S. Dange [et al.] // International Journal of Latest Research in Engineering and Technology. 2016. Vol. 2, iss. 4–1. Pp. 41–45.
7. Valigi M. C., Gasperini I. A Preliminary Examination of Blades Wear in a Planetary Concrete Mixer. URL: <http://www.researchgate.net/publication/266458874> (дата обращения 27.05.2024).
8. Pawar P. V., Kulkarni P. R. Critical Review of Design of Planetary Gears and Gear Box // International Journal of Mechanical Engineering and Information Technology. 2015. Vol. 3, iss. 3. Pp. 1067–1073.
9. Methodology for Calculating Power Consumption of Planetary Mixers / Antsiferov S. I. [et al.] // Proceedings of the International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (Tomsk, Russia, 4–6 December 2017). IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. Vol. 327, iss. 4. Art. No. 042007. 9 p. DOI: 10.1088/1757-899X/327/4/042007.
10. Sutar S. S., Sutar A. V., Rawal M. R. Torque Measurement in Epicyclic Gear Train // International Journal of Engineering and Advanced Technology. 2016. Vol. 5, iss. 6. Pp. 185–189.
11. Turanov Kh., Shaumarova M. Incorrect Application of the Epicycloid Equation to the Planetary Mechanism of the Cotton Harvester // Topical Problems of Green Architecture, Civil and Environmental Engineering 2019 (TPACEE 2019): Proceedings of the International Conference (Moscow, Russia, 19–22 November 2019). E3S Web of Conferences. 2020. Vol. 164. Art. No. 06034. 10 p. DOI: 10.1051/e3sconf/202016406034.
12. Alimov B. M., Abdikayimova G. Dynamic Calculation of Gears of the Planetary Mixer Mechanism // Problems in the Textile and Light Industry in the Context of Integration of Science and Industry and Ways to Solve Them (PTLICISIWS-2): Proceedings of the International and Practical Conference (Namangan, Uzbekistan, 04–05 May 2023). AIP Conference Proceedings. 2024. Vol. 3045. Art. No. 060004. DOI: 10.1063/5.0197543.
13. Epi and Hypocyclic Planetary Gear to Drive the Working Organ of the Mixer / B. M. Alimov [et al.] // APAM–2021: Proceedings of the International Conference on Actual Problems of Applied Mechanics (Samarkand, Uzbekistan, 27–29 October 2021). AIP Conference Proceedings. 2022. Vol. 2637. Art. No. 060010. DOI: 10.1063/5.0120095.

14. Rizayev A., Alimova D., Alimov B. Modeling Spindle Drive of the Cotton Harvester // ETESD–2022: Proceedings of the International Conference on Environmental Technologies and Engineering for Sustainable Development (Tashkent, Uzbekistan, 12–15 October 2022). IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2022. Vol. 1112. Art. No 012042. 8 p. DOI: 10.1088/1755-1315/1112/1/012042.

Дата поступления: 10.06.2024

Решение о публикации: 17.07.2024

## Mathematical Modeling of the Planetary Mechanism for the Drive of Mixing Machines

- Bakhtiyar M. Alimov** — PhD in Engineering, Associate Professor of the Department of Computer Science and Computer Graphics. Research interests: theory of mechanisms and machine parts. E-mail: alimov46@internet.ru
- Shokhrukh K. Sultanov** — Doctor of Philosophy, PhD, Head of the Department of Computer Science and Computer Graphics. Research interests: information systems, big data processing and modeling. E-mail: sultonovsh@yandex.ru
- Elena V. Kodirova** — assistant at the Department of Computer Science and Computer Graphics. Research interests: information systems, big data processing and modeling. E-mail: lena.kadirova@mail.ru

Tashkent State Transport University, 1st ave. Kuddus, 1, Tashkent, Republic of Uzbekistan

**For citation:** Alimov B. M., Sultanov Sh. Kh., Kadyrova E. V. Mathematical Modeling of the Planetary Mechanism for the Drive of Mixing Machines // Intellectual Technologies on Transport. 2024. No. 3 (39). P. 13–20. DOI: 10.20295/2413-2527-2024-339-13-20

**Abstract.** *A study on the development of a kinematic scheme of a planetary mechanism with an opening kinematic circuit for driving the working body of mixing machines is presented. The main purpose of the study is to create two kinematic cycles in the planetary mechanism, in which, during one revolution, the satellite drivers consistently perform movements of the epicyclic trajectory of hypocyclic motion. To achieve this goal, braking devices for damping the kinematic energy of satellites and synchronizer devices were used in the transition zones between two segments of different names, for smooth entry of the satellite gear into the gear engagement of these gears. The oscillatory process of the synchronizer at the entrance of the tooth of the satellite gear with the front teeth of the synchronizer is considered. Practical significance includes ensuring the possibility of assembling a planetary mechanism, taking into account the choice of the angle of rotation of the synchronizer around the axis of the support. The discussion makes recommendations for further improvement of the developed biplanetary mechanism for driving mixing machines.*

**Keywords:** *oscillation, frequency, satellite, driver, synchronizer, moment of inertia, planetary mechanism, mixing machine, mixer, drive*

### REFERENCES

1. Kireev S. O., Kovalev V. N. Struktura, kinematika i geometriya planetarnyh peredach s vnecentroidnym cevochnym zacepleniem. Novochoerkassk: Novochoerkasskij gos. tekhn. un-t, 1995. 98 s.

2. Matchanov R. D. Hlopkouborochnye mashiny (1929–2010 gg.). Tashkent: Fan va tekhnologiya, 2011. 354 s.
3. Coulisse Mechanism with Rotating Link for Operating Part Drive Unit of the Mortar Pump / B. Alimov [et al.] // Construction Mechanics, Hydraulics and Water Resources Engineering (CONMECHYDRO-2021): Proceedings of the International Scientific Conference (Tashkent, Uzbekistan, 1–3 April, 2021). E3S Web of Conferences. 2021. Vol. 264. Art. No. 05050. 7 p. DOI: 10.1051/e3sconf/202126405050.
4. Kinematic Analysis of a Planetary Mixer Mechanism / V. S. Bogdanov [et al.] // High-Tech and Innovations in Research and Manufacturing (HIRM-2019): Proceedings of the International Conference (Krasnoyarsk, Russia, 06 May 2019). Journal of Physics: Conference Series. 2019. Vol. 1353. Art. No. 012030. 6 p. DOI: 10.1088/1742-6596/1353/1/012030.
5. Kammel D. W. Design, Selection and Use of TMR Mixers. URL: <http://www.researchgate.net/publication/268272514> (data obrashcheniya 27.05.2024).
6. Design and Analysis of Planetary Gearbox for Industrial Concrete Mixer / S. Dange [et al.] // International Journal of Latest Research in Engineering and Technology. 2016. Vol. 2, iss. 4–1. Pp. 41–45.
7. Valigi M. C., Gasperini I. A Preliminary Examination of Blades Wear in a Planetary Concrete Mixer. URL: <http://www.researchgate.net/publication/266458874> (data obrashcheniya 27.05.2024).
8. Pawar P. V., Kulkarni P. R. Critical Review of Design of Planetary Gears and Gear Box // International Journal of Mechanical Engineering and Information Technology. 2015. Vol. 3, iss. 3. Pp. 1067–1073.
9. Methodology for Calculating Power Consumption of Planetary Mixers / Antsiferov S. I. [et al.] // Proceedings of the International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (Tomsk, Russia, 4–6 December 2017). IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. Vol. 327, iss. 4. Art. № 042007. 9 p. DOI: 10.1088/1757-899X/327/4/042007.
10. Sutar S. S., Sutar A. V., Rawal M. R. Torque Measurement in Epicyclic Gear Train // International Journal of Engineering and Advanced Technology. 2016. Vol. 5, iss. 6. Pp. 185–189.
11. Turanov Kh., Shaumarova M. Incorrect Application of the Epicycloid Equation to the Planetary Mechanism of the Cotton Harvester // Topical Problems of Green Architecture, Civil and Environmental Engineering 2019 (TPACEE 2019): Proceedings of the International Conference (Moscow, Russia, 19–22 November 2019). E3S Web of Conferences. 2020. Vol. 164. Art. № 06034. 10 p. DOI: 10.1051/e3sconf/202016406034.
12. Alimov B. M., Abdikayimova G. Dynamic Calculation of Gears of the Planetary Mixer Mechanism // Problems in the Textile and Light Industry in the Context of Integration of Science and Industry and Ways to Solve Them (PTLI-CISIWS-2): Proceedings of the International and Practical Conference (Namangan, Uzbekistan, 04–05 May 2023). AIP Conference Proceedings. 2024. Vol. 3045. Art. № 060004. DOI: 10.1063/5.0197543.
13. Epi and Hypocyclic Planetary Gear to Drive the Working Organ of the Mixer / B. M. Alimov [et al.] // APAM–2021: Proceedings of the International Conference on Actual Problems of Applied Mechanics (Samarkand, Uzbekistan, 27–29 October 2021). AIP Conference Proceedings. 2022. Vol. 2637. Art. № 060010. DOI: 10.1063/5.0120095.
14. Rizayev A., Alimova D., Alimov B. Modeling Spindle Drive of the Cotton Harvester // ETESD–2022: Proceedings of the International Conference on Environmental Technologies and Engineering for Sustainable Development (Tashkent, Uzbekistan, 12–15 October 2022). IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2022. Vol. 1112. Art. № 012042. 8 p. DOI: 10.1088/1755-1315/1112/1/012042.

Received: 10.06.2024

Accepted: 17.07.2024