

УДК 621.833

doi:10.18720/SPBPU/2/id24-119

С.И. Худорожков<sup>1</sup>, А.В. Юркевич<sup>2</sup>

## **ДИНАМИКА МЕХАНИЗМА СВОБОДНОГО ХОДА ОСЕВОГО ИСПОЛНЕНИЯ В РЕЖИМЕ ВЫПРЯМИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ ИМПУЛЬСНОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ**



<sup>1</sup>Сергей Иванович Худорожков,  
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра  
Великого Россия, Санкт-Петербург  
Тел.: (812)123-4567, E-mail: [xcu-55@mail.ru](mailto:xcu-55@mail.ru).



<sup>2</sup>Андрей Владиленович Юркевич,  
Институт машиноведения УрО РАН  
Россия, Екатеринбург  
Тел.: (343)374-4725, E-mail: [urkeva@mail.ru](mailto:urkeva@mail.ru).

### **Аннотация**

В статье рассматривается динамика механизма свободного хода (МСХ) осевого типа с дополнительными плоскими поверхностями трения и промежуточными телами качения, используемого в качестве выпрямителя колебаний в механической бесступенчатой передаче Благонравова.

Рассмотрены особенности конструкции, связанные с наличием последовательно расположенного за ведомым валом МСХ упругого торсионного вала. Приведены расчетная схема МСХ и система дифференциальных уравнений, описывающих движение элементов МСХ с учетом зазоров в сопряжениях деталей. Моделирование рабочего и холостого хода проведено в среде программирования Simulink. Приводятся результаты моделирования динамики включения – выключения одного выпрямителя при учете упругих и инерционных характеристик элементов комплекса (выпрямитель – упругий элемент – стоповый режим) при частоте вращения ведущего вала 42,41 рад/сек.

Приведены методика и результаты экспериментального определения угловых перемещений, скоростей и ускорений ведущих и ведомых деталей

МСХ. Сопоставление расчетных и экспериментальных кинематических и силовых параметров показывает хорошую сходимость результатов, что свидетельствует об адекватности разработанной модели в среде программирования Simulink. Это позволяет подходить более корректно к анализу работы любых механических импульсных передач, которые можно рассматривать как системы с постоянной структурой.

Ключевые слова: механическая бесступенчатая передача, механизм свободного хода, торсионный вал, моделирование динамики рабочих процессов МСХ, среда программирования Simulink

## **Введение**

Механические бесступенчатые передачи в составе трансмиссионной системы автотранспортного средства (АТС) находят все большее распространение. Широко используемые на АТС механические фрикционные вариаторы [1] являются альтернативой бесступенчатым трансмиссиям, преобразующим механическую энергию в другой вид - гидравлическую, электрическую и обратно, что обязательно приводит к снижению их КПД. Однако для вариаторов в контакте сопрягаемых деталей отношение нормальных сил  $N$  к тангенциальным  $P$ , создающим передаваемый момент, составляет - 20...25, что является принципиально неустранимым их недостатком. Это отношение является показателем конструктивной рациональности - чем оно меньше, тем меньше контактные напряжения. При больших контактных напряжениях наличие трения скольжения вызывает повышенный износ и также снижает КПД передачи. Это создает определенные трудности в обеспечении надежности. В некоторых случаях применения удается обеспечить достаточный для потребителя уровень надежности, но в целом проблема остается нерешенной.

Поэтому в течение всей истории автостроения предпринимались попытки создания механических бесступенчатых передач импульсного типа [2, 3, 4].

Одним из новых типов таких передач предназначенной для использования в качестве трансмиссии АТС: городского автобуса, легкового автомобиля, тяговых средств – тракторов и дорожно-строительной техники и т.д. является многопоточная механическая бесступенчатая передача Благонравова с регулируемыми внутренними силовыми функциями [5, 6, 7].

Структура передачи Благонравова содержит генератор колебаний, преобразующий вращение ведущего вала в колебательное движение внутренних звеньев, нескольких (например 5) новых механических выпрямителей (МСХ) осевого типа, работающих последовательно со сдвигом по фазе и обеспечивающих однонаправленное вращение ведомых

элементов МСХ. Ведомые элементы МСХ соединяются через суммирующий редуктор с ведомым валом передачи [8].

Ключевым элементом таких передач, ограничивающим их надежность, является механизм свободного хода [9, 10,11]. Известно значительное количество типов МСХ, например, роликовые, эксцентриковые, храповые, пружинные, релейного типа и т. д., используемых в качестве выпрямителей механических колебаний [12, 13, 14, 15, 16].

Реализованные в передаче Благодрава новые технические решения, связаны в большей степени с конструктивным исполнением МСХ [17, 18], который выполнен в осевом исполнении с дополнительными поверхностями трения и промежуточными телами качения с последовательно расположенным упругим торсионным валом, составляющим единый комплекс: МСХ - упругий вал.

Как правило движение элементов МСХ описывается сложными системами дифференциальных уравнений. Эти дифференциальные уравнения являются существенно нелинейными и не допускают точных методов решения. Переменность структуры таких передач заставляет исследователей строить системы дифференциальных уравнений по участкам. Эти уравнения решаются с помощью приближенных методов на каждом участке, а затем с помощью, например, метода припасовывания сшиваются по их границам. Процедура решения дифференциальных уравнений является громоздкой, что затрудняет получение решения для всего цикла работы МСХ и применению численных методов на компьютерной основе. Отмеченные трудности заставляют исследователей искать возможности по совершенствованию математических моделей для конкретных МСХ и путей для более эффективного анализа их работы [19]. Изучение новых свойств механических бесступенчатых передач с МСХ и упругими звеньями связано с проведением исследований в области теории механических бесступенчатых импульсных передач, и прежде всего, с изучением динамики рабочих процессов. Это определяет актуальность исследования.

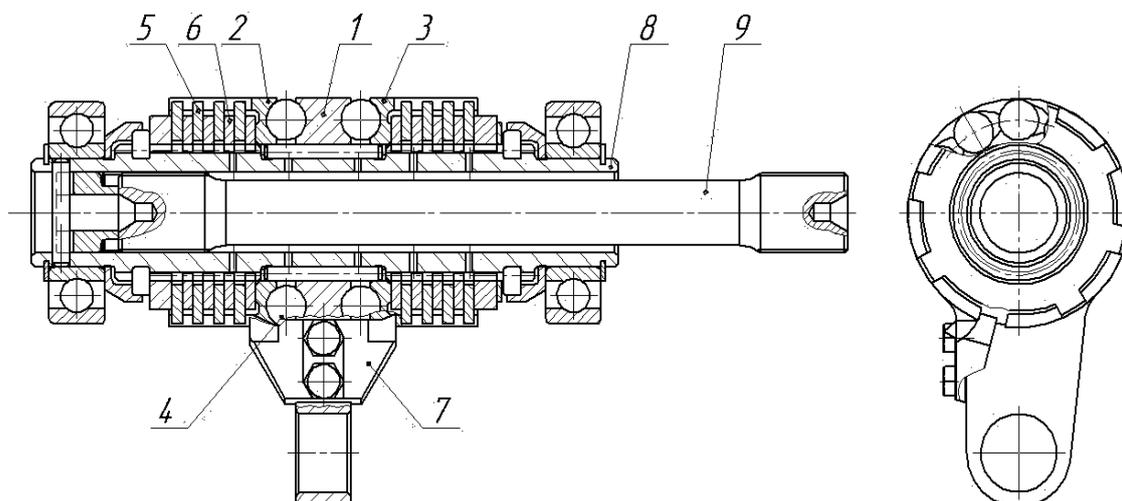
Целью статьи является теоретическое и экспериментальное исследование динамики рабочих процессов нового МСХ осевого исполнения. Решаются следующие задачи:

- разработка расчетной схемы и подробной динамической математической модели МСХ с реализацией ее в среде программирования Simulink;

- исследование в тестовом режиме с ее экспериментальной проверкой модели динамики включения – выключения одного МСХ при учете упругих и инерционных характеристик элементов, а также зазоров в сопряжениях комплекса МСХ – упругий элемент.

## Разработка математической модели механизма свободного хода осевого исполнения

Новый МСХ осевого исполнения с дополнительными рабочими поверхностями и промежуточными телами качения [17, 18] используемый в передаче Благонравова приведен на рис. 1.



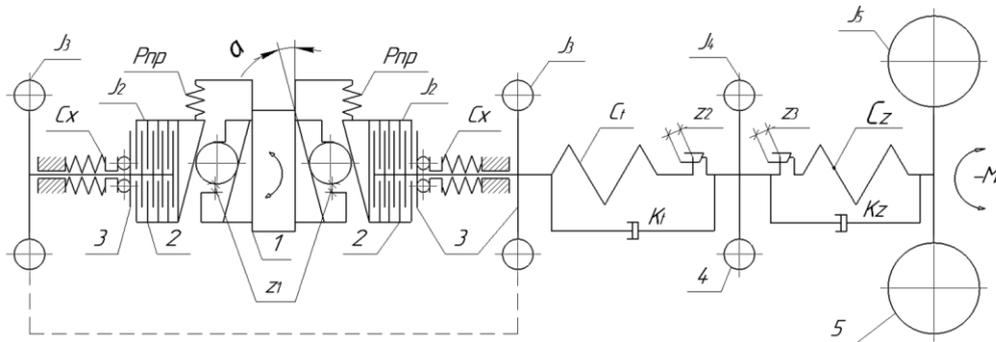
**Рис. 1.** Сборочный чертеж МСХ осевого исполнения с дополнительными рабочими поверхностями и промежуточными телами качения. 1- ведущий элемент (коромысло); 2, 3 – полумуфты; 4 – промежуточные тела качения (шарики); 5 - ведущие диски трения; 6 – ведомые диски трения; 7 – упор; 8 – ведомый элемент (выходной вал); 9 – торсионный вал.

Ведущим элементом МСХ является коромысло 1 на торцевых поверхностях ступицы которого выполнены слезкообразные лунки. Такие же лунки, но противоположного направления, выполнены на торцевых поверхностях двух полумуфт 2, 3. В лунках размещаются промежуточные шарики 4. По двенадцать лунок и шариков с каждой стороны. Шарики не являются телами заклинивания. На полумуфтах выполнены шлицы, с которыми соединены ведущие диски трения 5 с наружными зубьями. Расположенные между ними диски трения 6 с внутренними зубьями соединены с шлицами выходного вала МСХ 8, который в свою очередь через треугольные шлицы соединен с торсионным валом 9.

Работает механизм следующим образом. При окружном повороте коромысла, шарики перекатываются по наклонным лункам «слезкам», коромысла и полумуфт, и перемещают полумуфты в осевом направлении выбирают зазоры между дисками трения и сжимают их. Выпрямители обеспечивают кинематическое условие, по которому скорость их ведомого элемента 8 может быть больше, но не может быть меньше угловой скорости коромысла 1. Момент на коромысле 1 выпрямителя и угол его поворота относительно торсионного вала 9 возникает не сразу, а только после выбора осевого зазора в выпрямителе. При дальнейшем увеличении

момента появляется угол поворота коромысла выпрямителя относительно входного конца торсионного вала. Размыкание выпрямителя обеспечивает за счет угла наклона лунок, который больше угла трения. В отличие от выпрямителей релейного типа [14] этот угол должен соответствовать условию самоторможения:  $tg \alpha \leq nf$ , где  $n$  - число пар дополнительных рабочих поверхностей;  $f$  - коэффициент трения, реализуемый при их возможном относительном перемещении под нагрузкой. В выполненной конструкции  $n = 9$ . Тогда при  $\alpha = 17,50$  минимальное значение  $f_{min} = 0,035$ . Шарики в данном выпрямителе работают так же, как в упорном подшипнике при статическом нагружении. В многопоточной передаче [8] торсионные валы 9 соединены с периферийными шестернями суммирующего редуктора (на рис.1. не показаны). Центральное зубчатое колесо этого редуктора является ведомым валом передачи. Торсионы растягивают импульсы момента по времени, обеспечивая перекрытие и непрерывность момента на выходном валу. Передача передает момент на ведомый вал непрерывно и несколькими потоками. Импульсной она становится только при достижении внутреннего передаточного отношения изменяемого от 0 до 1, значения больше 0,9.

Расчетная схема такого осевого МСХ (см. рис. 1.), работающего в режиме выпрямителя механических колебаний, представлена на рис. 2.

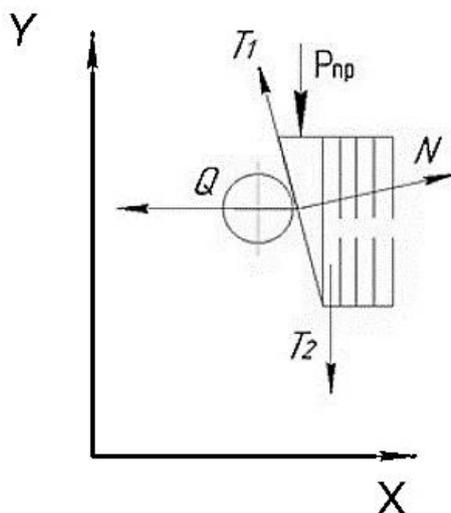


**Рис. 2.** Расчетная схема осевого МСХ функционирующего в режиме выпрямителя механических колебаний

Здесь 1 – коромысло, совершающая колебательное движение, задаваемое генератором механических колебаний; 2- полумуфты со слезками, каждая с моментом инерции  $J_2$ ;  $c_x$  – осевая жесткость МСХ в обоих направлениях; 3- ведомые части МСХ, каждый с моментом инерции  $J_3$ ; 4 - выходной конец упругого звена (торсиона) с моментом инерции  $J_4$  (с периферийной шестерней);  $c_t$  – угловая жесткость торсиона;  $c_z$  – угловая жесткость зубчатого зацепления; 5 - маховик на выходном валу с моментом инерции  $J_5$  (центральная шестерня суммирующего редуктора),  $M_c$  – момент сопротивления на выходном валу;  $z_1, z_2$  и  $z_3$  – зазоры в соединениях;  $\alpha$  - угол наклона слезок,  $K_t, K_z$  – коэффициенты

демпфирования;  $r$  – радиус взаимодействия элементов;  $P_{пр}$  – сила, действующая от упора на полумуфту 2.

Для анализа работы механизма рассмотрим равновесие полумуфты 2 в любой момент времени в течении цикла. Схема действующих сил показана на рис.3.



**Рис. 3.** Схема сил, действующих на полумуфту 2 при заклинивании МСХ.

Уравнение связи между коромыслом 1 и ведомой полумуфтой 2 (см. рис. 2.) имеет вид

$$(\varphi_1 - \varphi_2) \cdot r \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = x_2 \quad (1)$$

Здесь  $\varphi_1, \varphi_2$  – угловые перемещения элементов 1 и 2,  $x_2$  – осевое перемещение одной полумуфты;  $x_2 = \Delta x_2 + \delta_x$ , где  $\Delta x_2$  – осевая деформация выпрямителя под нагрузкой,  $\delta_x$  – осевой зазор в выпрямителе, установленный при сборке (с учетом двух полумуфт).

Уравнение движения полумуфты по координате  $x_2$  описывается уравнением

$$m \cdot \ddot{x}_2 = N \cdot \cos \alpha - \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \cdot T_1 \cdot \sin \alpha - Q, \quad (2)$$

где  $m$  – масса полумуфты;

$N$  – нормальная сила;

$Q$  – осевая сила,

$T_1 = f_k \cdot N$  – сила трения;

$f_k$  – коэффициент трения – качения на рабочей поверхности.

Уравнение движения полумуфты по координате  $\varphi_2$  имеет вид

$$J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = r \cdot \sum Y - P_{пр} \cdot r \quad (3)$$

Здесь

$$\sum Y = N \cdot (\sin \alpha + \operatorname{sign}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \cdot f_k \cdot \cos \alpha) - \operatorname{sign}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) \cdot T_2 \quad (4)$$

где  $T_2 = n \cdot f_s \cdot Q$  – суммарная сила трения между ведущими и ведомыми дисками;

$n$  – число пар трения в одной полумуфте МСХ ( $n = 7 \dots 9$ );

$f_s$  – коэффициент трения скольжения на поверхностях трения дисков.

С учетом зависимости  $Q = c_x \cdot x_2$ , где  $c_x$  – осевая жесткость МСХ, из уравнения (2) получим

$$N = \frac{m \cdot \ddot{x}_2 + c_x \cdot x_2}{\cos \alpha - \text{sign}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \cdot f_k \cdot \sin \alpha} \quad (5)$$

Тогда вместо уравнения (2.3.) будем иметь следующее выражение -

$$J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = r \cdot \left[ (m \cdot \ddot{x}_2 + c_x \cdot x_2) \cdot \frac{\text{tg} \alpha + \text{sign}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \cdot f_k}{1 - \text{sign}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \cdot f_k \cdot \text{tg} \alpha} - \text{sign}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) \cdot n \cdot f_s \cdot c_x \cdot x_2 - P_{\text{пр}} \right] - \left( \frac{M_B}{2} \right) \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) \quad (6)$$

где  $M_B$  – суммарный момент ведения в МСХ, действующий между дисками трения при свободном ходе. Для момента ведения задаем функцию

$$M_B = M_{B0} + K \cdot |\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3|,$$

где  $M_{B0}$  – момент ведения при малой относительной угловой скорости дисков,  $K$  – коэффициент демпфирования.

На основании (1) получим

$$\ddot{\varphi}_2 = \ddot{\varphi}_1 - \frac{\ddot{x}_2}{r \cdot \text{tg} \alpha} \quad (7)$$

Задавая движение коромысла 1 в форме гармонических колебаний:

$$\varphi_1 = \varphi_0 \cdot (1 - \cos \omega t); \quad \dot{\varphi}_1 = \varphi_0 \cdot \omega \cdot \sin \omega t; \quad \ddot{\varphi}_1 = \varphi_0 \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t, \quad (8)$$

где  $\varphi_0$  – амплитуда колебаний звена, а  $\omega$  – скорость вращения входного вала.

Тогда с учетом (7) выражение (6) можно преобразовать к окончательному виду:

при  $(\varphi_1 - \varphi_2) > 0$

$$\ddot{x}_2 \cdot \left[ m_2 \cdot \frac{\text{tg} \alpha + \text{sign}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \cdot f_k}{1 - \text{sign}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \cdot f_k \cdot \text{tg} \alpha} + \frac{J_2}{r^2 \cdot \text{tg} \alpha} \right] = \frac{J_2}{r} \cdot \varphi_0 \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega \cdot t - c_x \cdot x_2 \cdot \frac{\text{tg} \alpha + \text{sign}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \cdot f_k}{1 - \text{sign}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \cdot f_k \cdot \text{tg} \alpha} + \text{sign}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) \cdot n \cdot f_s \cdot c_x \cdot x_2 + P_{\text{пр}} + \left[ \frac{M_B}{2 \cdot r} \right] \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) \quad (9)$$

Дифференциальное уравнение по координате  $\varphi_3$  имеет вид:

$$2 \cdot J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 = \text{sign}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) \cdot 2 \cdot n \cdot f_s \cdot r \cdot c_x \cdot x_2 - ct \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) + M_B \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - Kt \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) \quad (10)$$

где  $\varphi_3$  и  $\varphi_4$  – угловые координаты входного конца торсионного вала 3 и ведомой массы 4.

Дифференциальное уравнение по координате  $\varphi_4$  имеет вид

$$J_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 = ct \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) + Kt \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - c_z \cdot (\varphi_4 - \varphi_5) - Kz \cdot (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) \quad (11)$$

Дифференциальное уравнение по координате  $\varphi_5$  имеет вид

$$J_5 \cdot \ddot{\varphi}_5 = c_z \cdot (\varphi_4 - \varphi_5) + Kz \cdot (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) - Mc \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}_5) \quad (12)$$

С учетом угловых люфтов  $z_1$ ,  $z_2$  и  $z_3$  уравнения динамики МСХ будут иметь следующий вид:

при  $-z1 \leq (\varphi_1 - \varphi_2) < 0$

$$\ddot{x}_2 \cdot \left[ \frac{J_2}{r^2 \cdot tg\alpha} \right] = \frac{J_2}{r} \cdot \phi_0 \cdot \omega^2 \cdot \cos\omega \cdot t + P_{np} + \left( \frac{M_B}{2r} \right) \cdot \text{sign}(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3); \quad (13)$$

$$\begin{aligned} 2 \cdot J_3 \cdot \ddot{\phi}_3 &= -ct \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) + M_B \cdot \text{sign}(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3) - Kt(\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4); \\ J_4 \cdot \ddot{\phi}_4 &= ct \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) + Kt \cdot (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4) - c_z \cdot (\varphi_4 - \varphi_5) - Kz \cdot (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5); \\ J_5 \cdot \ddot{\phi}_5 &= c_z \cdot (\varphi_4 - \varphi_5) + Kz \cdot (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5) - Mc \cdot \text{sign}(\dot{\phi}_5). \end{aligned} \quad (14)$$

при  $-z2 \leq (\varphi_3 - \varphi_4) < 0$

$$\begin{aligned} 2 \cdot J_3 \cdot \ddot{\phi}_3 &= -Kt \cdot (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4) + M_B \cdot \text{sign}(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3); \\ J_4 \cdot \ddot{\phi}_4 &= Kt \cdot (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4) - c_z \cdot (\varphi_4 - \varphi_5) - Kz \cdot (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5); \end{aligned} \quad (15)$$

$$J_5 \cdot \ddot{\phi}_5 = c_z \cdot (\varphi_4 - \varphi_5) + Kz \cdot (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5) - Mc \cdot \text{sign}(\dot{\phi}_5). \quad (16)$$

при  $-z3 \leq (\varphi_4 - \varphi_5) < 0$

$$\begin{aligned} J_4 \cdot \ddot{\phi}_4 &= Kt \cdot (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4) - Kz \cdot (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5); \\ J_5 \cdot \ddot{\phi}_5 &= Kz \cdot (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5) - Mc \cdot \text{sign}(\dot{\phi}_5). \end{aligned} \quad (17)$$

Пренебрегая величинами второго порядка малости, получим систему уравнений:

при  $(\varphi_1 - \varphi_2) > 0$

С учетом зазора  $-z1 \leq (\varphi_1 - \varphi_2) < 0$

$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{x}_2 \cdot \left[ \frac{J_2}{r^2 \cdot tg\alpha} \right] &= \frac{J_2}{r} \cdot \phi_0 \cdot \omega^2 \cdot \cos\omega \cdot t + P_{np} + (M_B/2r) \cdot \text{sign}(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3); \\ 2 \cdot J_3 \cdot \ddot{\phi}_3 &= -ct \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) + M_B \cdot \text{sign}(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3) - Kt \cdot (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4); \\ J_4 \cdot \ddot{\phi}_4 &= ct \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) + Kt \cdot (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4) - c_z \cdot (\varphi_4 - \varphi_5) - Kz \cdot (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5); \\ J_5 \cdot \ddot{\phi}_5 &= c_z \cdot (\varphi_4 - \varphi_5) + Kz \cdot (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5) - Mc \cdot \text{sign}(\dot{\phi}_5). \end{aligned} \right.$$

для зазора  $-z2 \leq (\varphi_3 - \varphi_4) < 0$

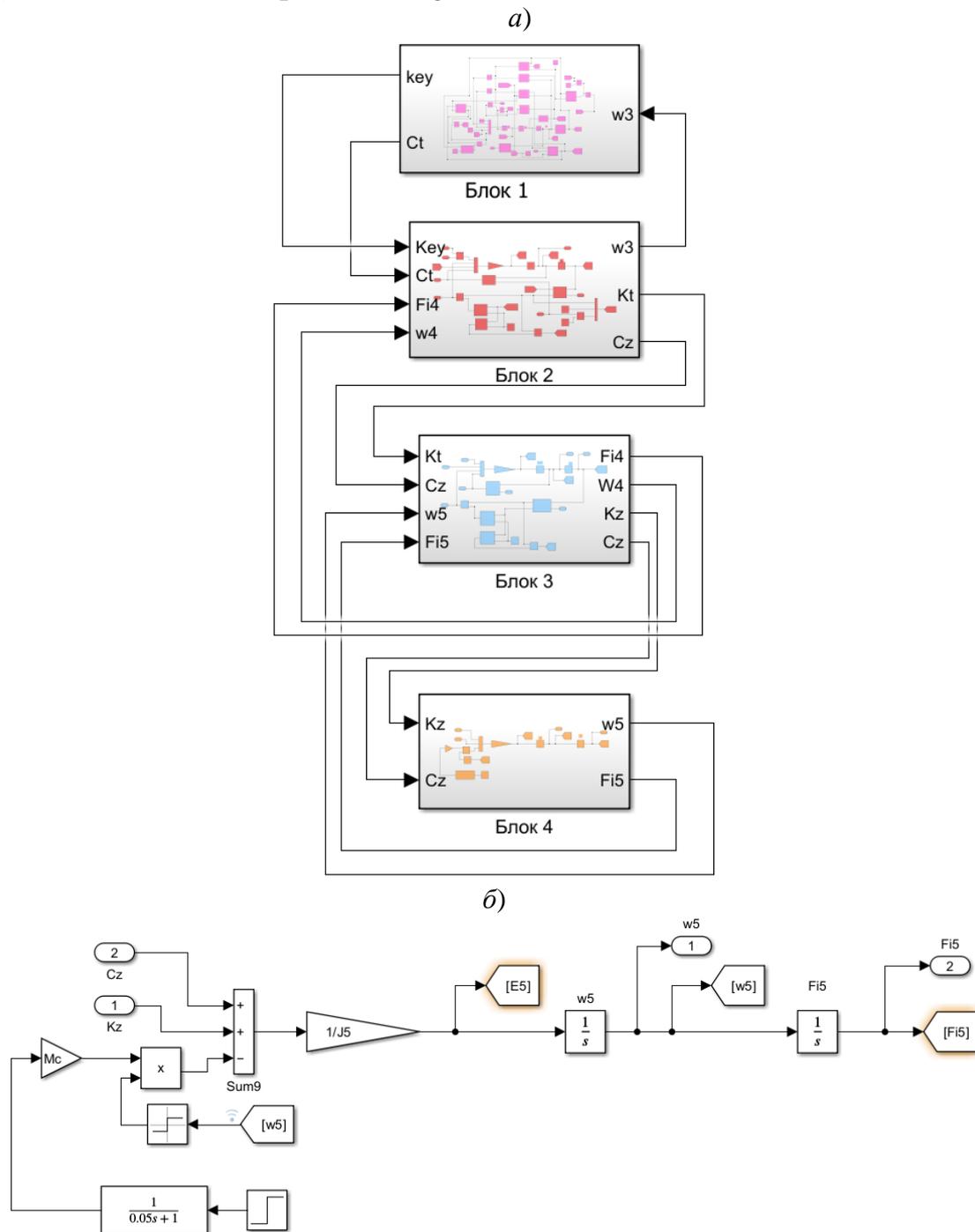
$$\begin{aligned} 2 \cdot J_3 \cdot \ddot{\phi}_3 &= -Kt \cdot (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4) + M_B \cdot \text{sign}(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3); \\ J_4 \cdot \ddot{\phi}_4 &= Kt \cdot (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4) - c_z \cdot (\varphi_4 - i \cdot \varphi_0 \cdot \omega \cdot t) - Kz \cdot (\dot{\phi}_4 - i \cdot \varphi_0 \cdot \omega); \\ J_5 \cdot \ddot{\phi}_5 &= c_z \cdot (\varphi_4 - \varphi_5) + Kz \cdot (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5) - Mc \cdot \text{sign}(\dot{\phi}_5). \end{aligned}$$

При  $-z3 \leq (\varphi_4 - \varphi_5) < 0$

$$\begin{aligned} J_4 \cdot \ddot{\phi}_4 &= Kt \cdot (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4) - Kz \cdot (\dot{\phi}_4 - i \cdot \varphi_0 \cdot \omega); \\ J_5 \cdot \ddot{\phi}_5 &= Kz \cdot (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5) - Mc \cdot \text{sign}(\dot{\phi}_5). \end{aligned} \quad (18)$$

На рис. 4. представлена структурная схема модели расчета МСХ по системе уравнений (18), составленная в среде программирования Simulink, которая по составленной графической схеме формируют дифференциальные уравнения, описывающие поведение системы, и позволяют решать их при помощи встроенных численных методов решения [20].

Модель включает в себя 4 блока, каждый из которых моделирует соответствующее уравнение системы (18). В качестве примера (рис. 4, б.) показана схема блока 4, соответствующая последнему уравнению системы (18), относительно координаты  $\ddot{\varphi}_5$



**Рис. 4.** Модель расчета МСХ, составленная в среде программирования Simulink: а) общая схема; б) модель подсистемы расчета МСХ (уравнение блока 4).

Особенностью полученных зависимостей (18) является то, что они описывают рабочие процессы в МСХ как в период передачи крутящего момента (рабочего хода), так и в период холостого хода, подтверждая

правомерность сохранения уравнения связи (1) на протяжении всего цикла работы. При этом учитывается влияние зазоров на функционирование механической передачи. Это позволяет подходить более корректно к анализу работы любых механических импульсных передач, которые можно рассматривать как системы с постоянной структурой. Другой отличительной чертой зависимостей (18) является то, что они получены применительно к новому типу МСХ – осевых с дополнительными рабочими поверхностями.

### **Экспериментальное исследование динамики механизма свободного хода осевого исполнения**

Экспериментальные работы\* по определению кинематических и силовых параметров при включении – выключении механического выпрямителя проведены на стенде [21]. При этом в корпус экспериментального образца механической бесступенчатой передачи [8] был установлен только один выпрямитель, общий вид которого приведен на рис. 5, а. В процессе работ регистрировались частоты вращения ведущего и ведомого валов передачи [22], угол закрутки торсионного вала [23], моменты на ведущем, ведомом валах [24], а также реактивный момент на корпусе передачи.

Кинематические параметры коромысла и полумуфта определялись по методике, приведенной в работе [25], при помощи измерения ускорений одноосевыми акселерометрами фирмы ADXL. Кратко, методика определений угловых положений, угловых скоростей и угловых ускорений коромысла и полумуфта при помощи акселерометров заключается в следующем.

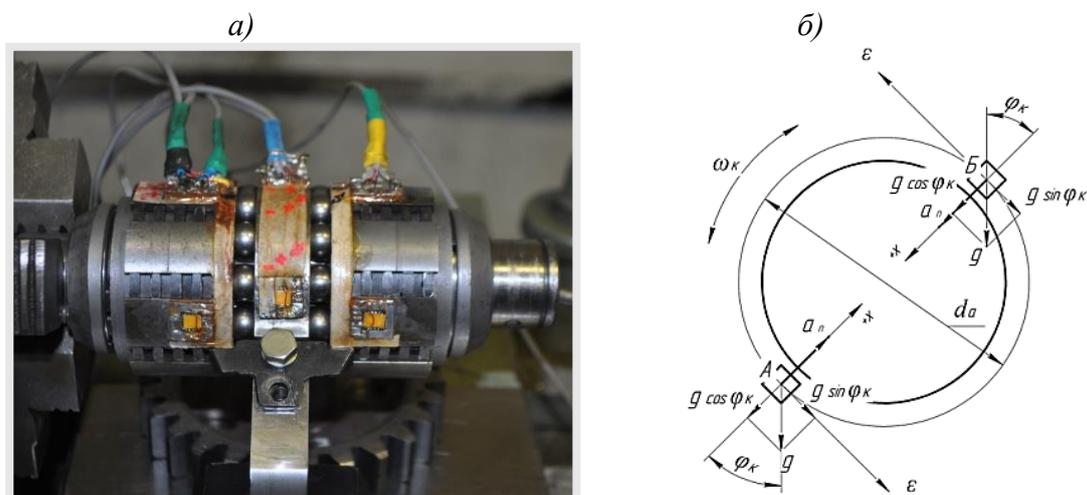
Если на некотором диаметре  $d_a$  коромысла разместить одноосевые акселерометры (рис. 5, б.) в диаметрально противоположных точках А и Б, и направить к центру положительное значение оси X каждого акселерометра, то измеряемое ускорение в точке А будет определяться по формуле  $U_a = a_n - g \cos(\varphi_k)$ , а в точке Б  $U_b = a_n + g \cos(\varphi_k)$ , где  $U_a$ ,  $U_b$  – выходные сигналы (напряжение Вольт) акселерометров А и Б соответственно,  $a_n$  – центростремительное ускорение,  $g$  - ускорение свободного падения  $9,81 \text{ м/с}^2$ .

Вычитая из показаний акселерометра А показания акселерометра Б получим  $U_a - U_b = - 2 g \cos(\varphi_k)$ . Откуда  $\varphi_k = \arccos((U_b - U_a)/2 g)$ . Измерение и регистрация параметров осуществлялась при помощи МИВС [26] с

---

\* Экспериментальные работы выполнены с участием ведущих инженеров Института машиноведения УрО РАН А.В. Терешина и В.А. Солдаткина

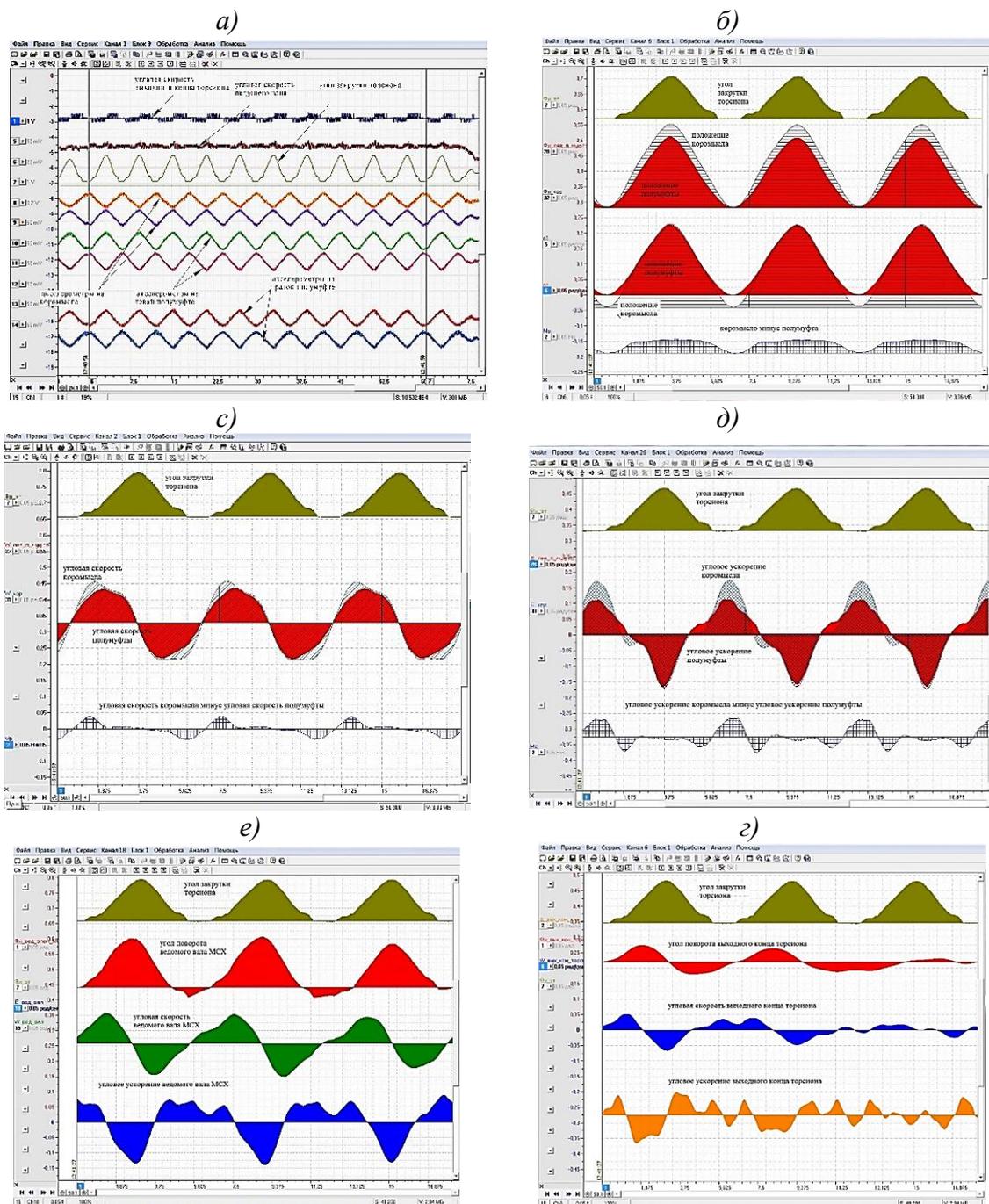
программным обеспечением ПО «PowerGraph» в режиме реального времени.



**Рис. 5.** Экспериментальный выпрямитель осевого исполнения с дополнительными поверхностями трения и промежуточными телами качения. *а)* общий вид собранного выпрямителя с наклеенными акселерометрами; *б)* схема расположения акселерометров.

Алгоритм обработки экспериментальных данных (показаний акселерометров) на левой и правой полумуфтах аналогичен. Отличие только в значениях тарировочных коэффициентах и соответствующих номерах зарегистрированных каналов. Угловая скорость и угловое ускорение коромысла и полумуфт определяются путем последовательного дифференцирования полученных угловых положений элементов выпрямителя. Такие вычислительные операции позволяют выполнить функциональные возможности ПО «PowerGraph». Следует отметить, что используемый метод имеет ограничение по частоте вращения ведущего вала передачи связанное с тем, что акселерометры регистрируют и дополнительные вибрации корпуса передачи на стенде при повышенных частотах вращения ведущего вала. Предварительные испытания показали, что при частотах вращения вала до 1000...1200 об/мин погрешность определения кинематики элементов выпрямителя удовлетворительная. Чем ниже частота вращения ведущего вала, тем точнее определяются угловые положения элементов выпрямителя. В связи с этим, тестовые испытания выпрямителя для оценки адекватности, разработанной выше математической модели проведены при частоте вращения ведущего вала 42,41 рад/сек (405 об/мин) на стоповом режиме (ведомый вал был полностью остановлен).

На рис. 6 в качестве иллюстрации выполнения алгоритмов приведены фрагменты осциллограмм на стоповом режиме работы выпрямителя.



**Рис. 6.** Иллюстрация обработки экспериментальных данных.

- a)* зарегистрированная акселерометрами исходная информация; *б)* угловые положения коромысла и левой полумуфты; *в)* угловые скорости коромысла и левой полумуфты; *г)* угловые ускорения коромысла и левой полумуфты; *е)* угловое положение, угловая скорость и угловое ускорение ведомого вала выпрямителя; *ж)* угол поворота, угловая скорость и угловое ускорение выходного конца торсионного вала.

На этих же фрагментах осциллограмм приведены силовые параметры, определяющие нагруженность выпрямителя – угловые деформации торсиона.

### **Результаты и обсуждение теоретических и экспериментальных исследований динамики механизма свободного хода осевого исполнения**

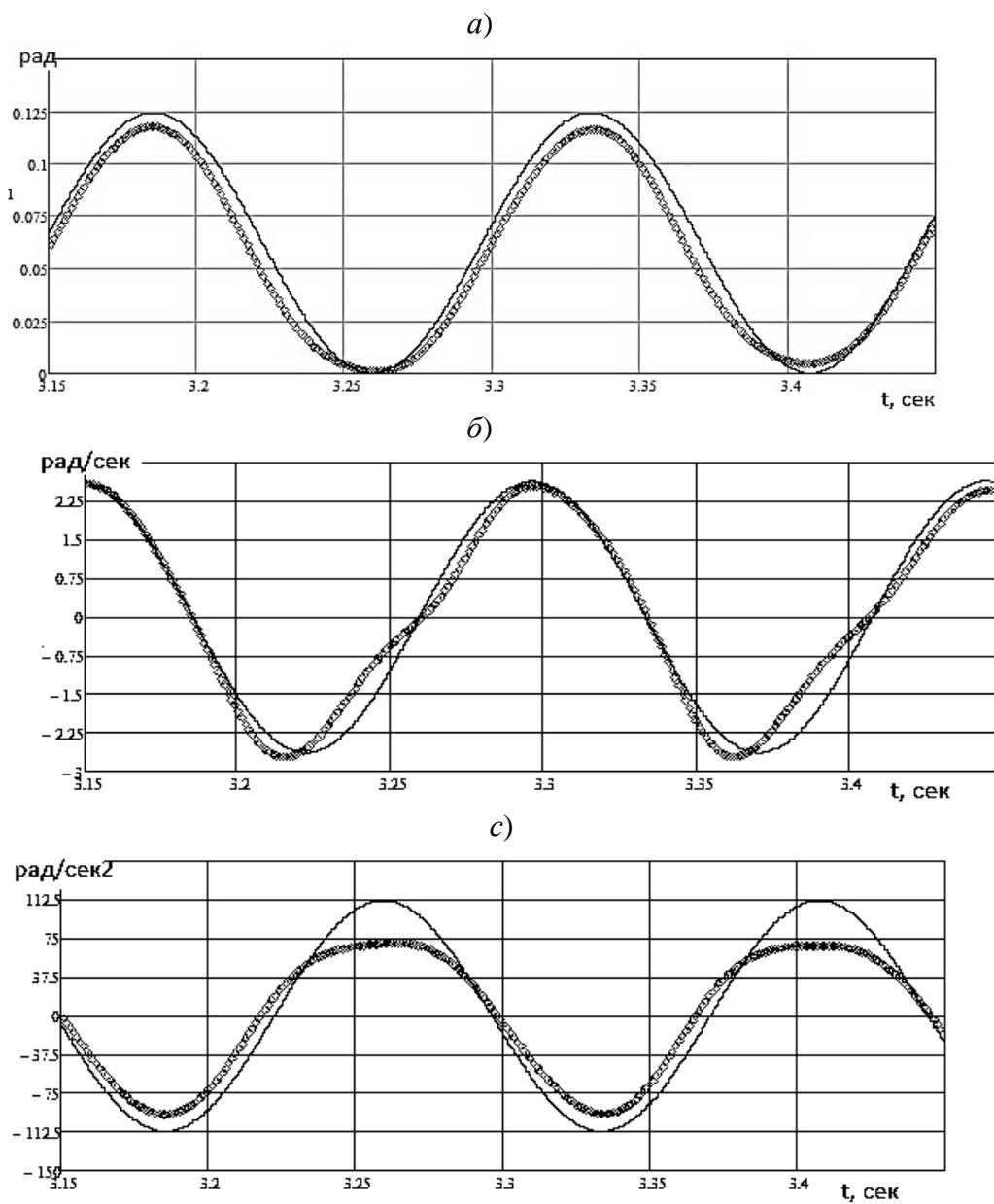
Моделирование динамики функционирования выпрямителя проведено по разработанной моделью расчета МСХ, составленная в среде программирования Simulink. При этом в табл.1. приведены исходные данные для расчета, установленные в соответствии с реальными параметрами экспериментального выпрямителя.

**Таблица 1.** Исходные данные для расчета динамики

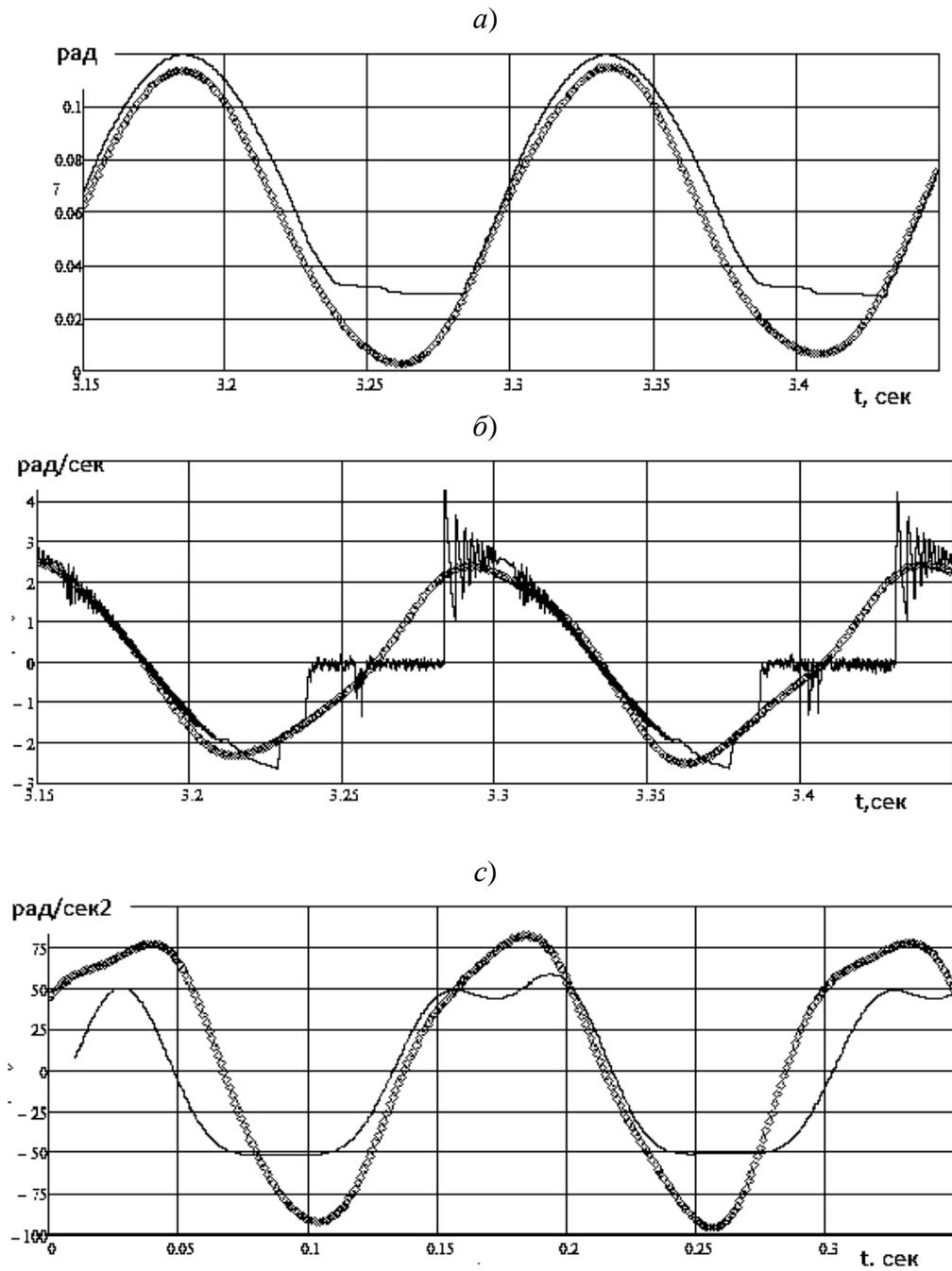
Параметр	Значение	Параметр	Значение
Масса одной полумуфты, $m_2$ , кг	0,28	Зазор в шлицах торсиона, $Z_2$ , град	2,23
Коэфф. трения дисков, $f_s$	0,05	Зазор в зацеплении шест., $Z_3$ , град	1,1
Коэфф. трения шариков, $f_k$	0,001	Момент инерции полумуфты, $J_2$ , кгм <sup>2</sup>	0.000202
Угол наклона слезок, $\alpha$ , рад	0,3054	Момент инерции ведомых частей МСХ, $J_3$ , кгм <sup>2</sup>	0,000217
Радиус взаимодействия элем., $r$ , м	0,026	Момент инерции шестерни торсиона, $J_4$ , кгм <sup>2</sup>	0,0014
Число пар трения в полумуфте, $n$	9	Момент инерции центр. шестерни сумм. ред. $J_5$ , кгм <sup>2</sup>	5*
Момент ведения дисков, $M_v$ , Нм	0,85	Амплитуда колеб. Коромысла, $F_{10}$ , рад	0,103
Коэфф. демпф. колебаний дисков трения, $k_v$ , Нм/(рад/сек)	0,075	Коэфф. демпф. зубчатой пары, $k_t$ , Нм/(рад/сек)	0,3
Усилие пружины, $R_{пр}$ , Н	6	Коэфф. демпф. торсиона, $k_t$ , Нм/(рад/сек)	0,3
Зазор в МСХ, $Z_1$ , град	1,74	Жесткость торсиона, $C_t$ , Нм/рад	3798
Жесткость зубчатой пары, $C_z$ , Нм/рад	25000	Жесткость МСХ, $C_{fi}$ , Нм/рад	10313

\*- такой заданный момент инерции моделирует стоповый режим передачи, реальный  $J_5$  равен 0,00225 кгм<sup>2</sup>.

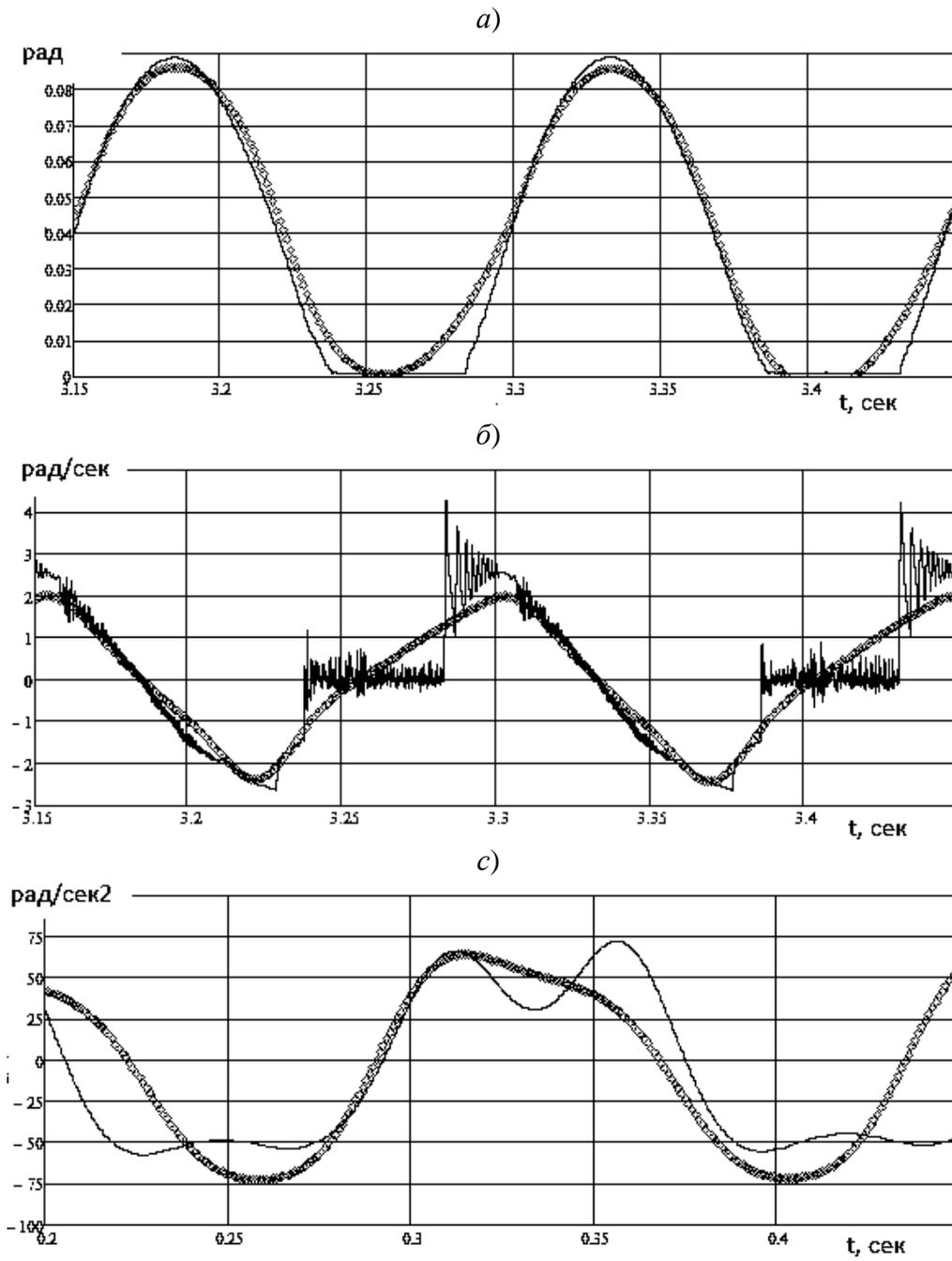
На рис. 8, рис. 9, рис. 10, рис. 11 приведены расчетные и экспериментальные кинематические параметры элементов выпрямителя. На рисунках приняты обозначения: кружок – результаты эксперимента, сплошная линия – результат расчета по математической модели, составленной в среде программирования Simulink.



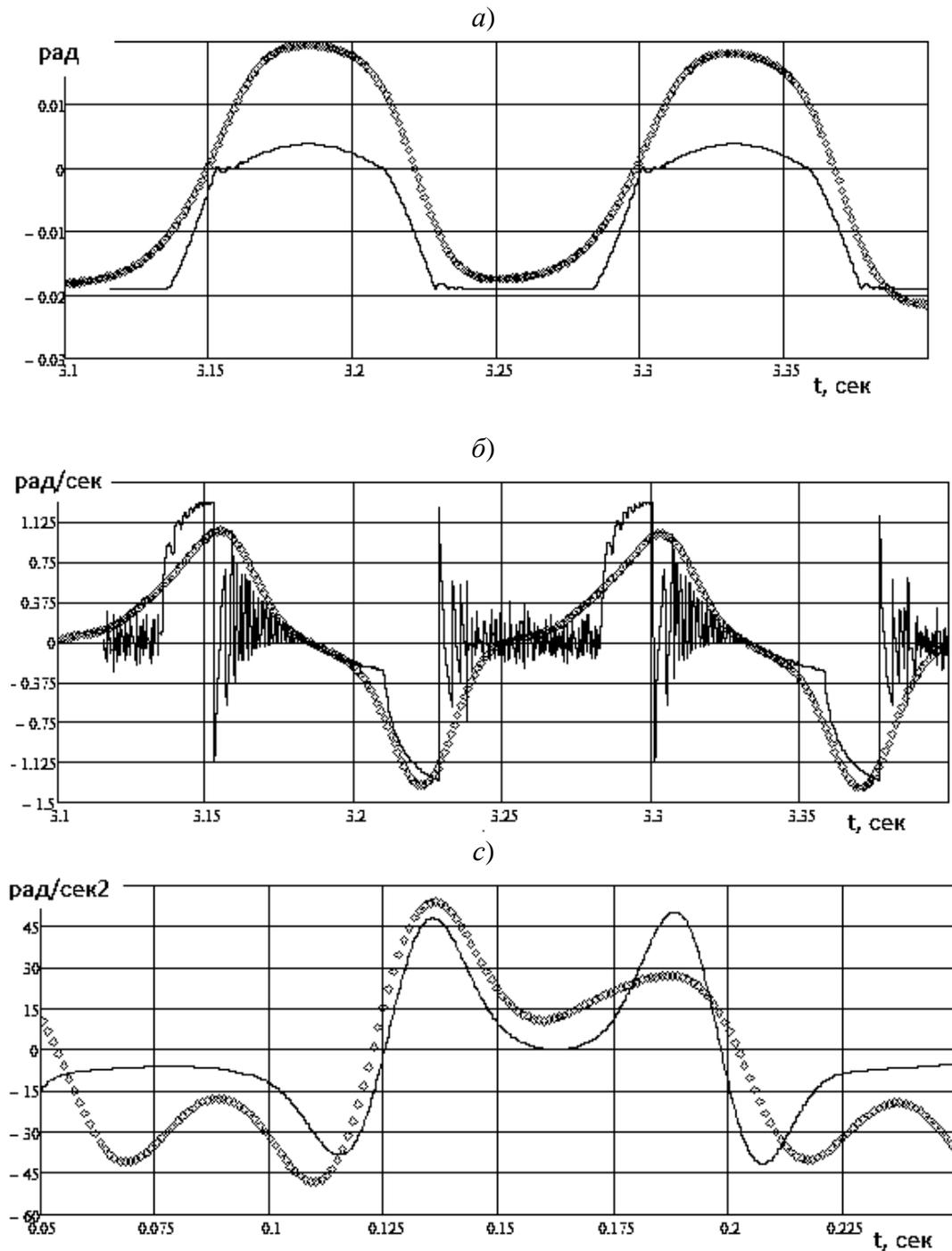
**Рис. 8.** Кинематические параметры коромысла (звено 1 см. рис. 2).  
*a)* угловые перемещения; *б)* угловые скорости; *с)* угловые ускорения.



**Рис. 9.** Кинематические параметры полумуфты (звено 2 см. рис. 2.).  
*a)* угловые перемещения; *б)* угловые скорости; *в)* угловые ускорения.



**Рис. 10.** Кинематические параметры ведомых частей МСХ (звено 3 см. рис. 2.).  
*а)* угловые перемещения; *б)* угловые скорости; *в)* угловые ускорения.



**Рис. 11.** Кинематические параметры выходного конца торсиона (звено 4 см. рис. 2).  
 а) угловые перемещения; б) угловые скорости; с) угловые ускорения.

Сопоставление результатов расчета и экспериментальных данных показывает, что предложенная модель расчета МСХ, составленная в среде программирования Simulink достаточно адекватно отражает происходящие процессы в МСХ и может использоваться для выбора и оптимизации упругих и инерционных параметров элементов выпрямителя. Погрешность определения параметров находится в пределах 10...15%, что для динамических моделей вполне приемлемо. Различие можно объяснить

принятыми в расчетах допущениями, а также погрешностью экспериментов. Следует отметить, что наличие зазоров негативно сказывается на кинематике элементов выпрямителя. При проектировании выпрямителей необходимо такие зазоры минимизировать.

### **Заключение**

В результате выполненной исследовательской работы можно сделать следующий основной вывод.

Получены зависимости, описывающие рабочие процессы в новом типе МСХ как в период рабочего хода, так и в период холостого хода, подтверждая правомерность сохранения уравнения равновесия полумуфта МСХ на протяжении всего цикла работы. При этом учитывается влияние зазоров на функционирование механической передачи. Это позволяет подходить более корректно к анализу работы любых механических импульсных передач, которые необходимо рассматривать как системы с постоянной структурой. Адекватность модели подтверждена экспериментально.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

- [1] Еновский-Лашков Ю.К., Баранов В.В., Раскин В.Е., Меламед К.Б. Бесступенчатые фрикционные трансмиссии автомобилей. Легковые автомобили и автобусы: Обзорная информация. М. НАМИ. 1990. С. 48.
- [2] Мальцев В.Ф. Механические импульсные передачи. М. Машиностроение. 1978. С. 367.
- [3] Леонов А.И. Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента. М. Машиностроение. 1978. С. 224.
- [4] Леонов А. И., Дубровский А.Ф. Механические бесступенчатые передачи непрерывного действия. М. Машиностроение. 1984. С. 191.
- [5] Благодравов А.А. Механические бесступенчатые передачи. Екатеринбург: УрО РАН, 2005. С. 202.
- [6] Благодравов А.А., Худорожков С.И. Динамика механической бесступенчатой передачи. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2002. 6. С. 19-24.
- [7] Blagonravov A.A. External characteristic of a mechanical transformer with oscillation of the internal components. 2011. Russian Engineering Research. 31(10), pp. 928-932.
- [8] Hoodorozhkov S.I., Yurkevich A.V. Theoretical and experimental study of the vehicle's dynamics equipped with the mechanical stepless transmission. 2022. Lecture Notes in Networks and Systems. pp. 787-796.

- [9] Sharkov O.V., Koryagin S.I. Operational reliability of free-wheel mechanisms in a pulsed variable-speed drive. 2017. Russian Engineering Research. 37(1). pp. 9–12.
- [10] Серегин А.А., Кравцов А.Г. Эксплуатационная надежность роликовых обгонных муфт с постоянным углом заклинивания. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2021. 8. С. 12-19.
- [11] Шарков О.В. Расчетно-экспериментальная оценка ресурса роликовых механизмов свободного хода по критерию износа. Техно-технологические проблемы сервиса. 2023. 2 (64). С. 3-7.
- [12] Шарков О.В. Эксцентриковые механизмы свободного хода фрикционного типа. Калининград: ФГОУ ВПО «КГТУ», 2011. С. 206.
- [13] Aliukov S., Shefer L., Alyukov A. Overrunning clutches in designs of inertial continuously variable transmissions. 2018. Lecture notes in engineering and computer science. 2236. pp. 684–689.
- [14] Aliukov S., Keller A., Alyukov A. Design and calculating of relay-type overrunning clutch. SAE Tech. Paper. 2016. 1134.
- [15] Xue W., Pyle R. Optimal design of roller one-way clutch for starter drives. 2004. SAE Technical Paper. 1151.
- [16] Шарков О.В., Калинин А.В. Аналитическая оценка неравномерности хода импульсных бесступенчатых передач. 2022. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 5. С. 35–42.
- [17] Благонравов А.А., Ревняков Е.Н. Механизмы свободного хода импульсных бесступенчатых передач. Автомобильная промышленность. 2008. 6. С. 16-18.
- [18] Благонравов А. А., Юркевич А.А., Юркевич А.В. Энергетические характеристики механического выпрямителя бесступенчатых передач с регулируемой внутренней автоматичностью. Журнал автомобильных инженеров, 2015. 4 (93). С. 26-31.
- [19] Алюков С.В. Научные основы инерционных бесступенчатых передач повышенной нагрузочной способности. 2014. дисс... док. техн. наук. Челябинск.: ЮУрГУ. С. 369.
- [20] Hoodorozhkov, S.I., Kozlenok, A.V. Mechanical stepless self-regulating transmission for vehicles. 2020. International Review of Mechanical Engineering 6. pp. 19-24
- [21] Косов В.П., Терешин А.В. Стенд для экспериментальных исследований механического трансформатора. Символ науки: международный научный журнал. 2015. 9(1). С. 74-76.
- [22] Солдаткин В. А., Терешин А.В., Юркевич И.А. Методика экспериментального определения частоты вращения валов механического бесступенчатого трансформатора момента. Инновационная наука. 2016. 10(2). – С. 114-116.
- [23] Терешин А.В., Солдаткин В.А., Терентьев А.Б. Способ экспериментального определения угла закручивания торсионного вала

- механического бесступенчатого трансформатора момента. Символ науки: международный научный журнал. 2016. 11-3(23). С. 160-163.
- [24] Солдаткин В. А. Оценка погрешности передачи результатов измерений тензоусилителя телеметрического ТТ01. Инновационная наука. 2015. 11(2). С. 120-121.
- [25] Терешин А.В. Способ экспериментального определения нагруженности четырехзвенного преобразующего механизма генератора колебаний механического бесступенчатого трансформатора момента. Инновационная наука. 2015. 10(1). С. 118-120.
- [26] Yurkevich A. V., Tereshin A. V., Soldatkin V. A. Modular measuring and computing system performance. Инновационная наука. 2015. 10(1). С. 41-44.

S.I. Hoodorozhkov<sup>1</sup>, A.V. Yurkevich<sup>2</sup>

## **DYNAMICS OF AN AXIAL-TYPE FREEWHEEL CLUTCH IN THE MODE OF OSCILLATION'S RECTIFIER FOR THE IMPULSE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION**

<sup>1</sup>Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia;

<sup>2</sup>Ekaterinburg. Federal State Budgetary Scientific Institution Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, Russia

### **Abstract**

The article examines the dynamics of an axial-type freewheel mechanism (MSM) with additional flat friction surfaces and intermediate rolling bodies, used as a vibration rectifier in the Blagonravov's mechanical continuously variable transmission.

The design features associated with the presence of an elastic torsion shaft located in series behind the driven shaft of the MSM are considered.

A design diagram of the MSM and a system of differential equations are presented that describe the movement of the MSM elements, taking into account the gaps in the mating parts. Simulation of operating and idle running was carried out in the Simulink programming environment. The results of modeling the dynamics of one rectifier in the on-off mode taking into account the elastic and inertial characteristics of the system (rectifier - elastic element - stop mode) at a drive shaft rotation speed of 42.41 rad/sec are presented.

The methodology and results of the experimental determination of angular displacements, velocities and accelerations of the driving and driven parts of the

MSM are presented. A comparison of calculated and experimental kinematic and force parameters shows good convergence of results, which indicates the adequacy of the developed model in the Simulink programming environment. This allows a more correct approach to the analysis of the operation of any mechanical impulse transmissions, which can be considered as systems with a constant structure.

Key words: mechanical continuously variable transmission, freewheel mechanism, torsion shaft, modeling the dynamics of working processes of the freewheel mechanism, Simulink programming environment

## REFERENCES

- [1] Enovsky-Lashkov Yu.K., Baranov V.V., Raskin V.E., Melamed K.B. Continuously variable friction transmissions of cars. Passenger cars and buses: Overview information. M. US. 1990. p. 48. (rus.)
- [2] Maltsev V.F. Mechanical impulse transmissions. M. Mechanical engineering. 1978. p. 367. (rus.)
- [3] Leonov A.I. Inertial automatic torque transformers. M. Mechanical engineering. 1978. p. 224. (rus.)
- [4] Leonov A.I., Dubrovsky A.F. Mechanical continuously variable transmissions. M. Mechanical engineering. 1984. p. 191. (rus.)
- [5] Blagonravov AA Mechanical stepless gears. Ural Branch of the Russian Academy of Sciences. Yekaterinburg. 2005. p 202. (rus.)
- [6] Blagonravov A.A., Hoodorozhkov S.I. Dynamics of mechanical continuously variable transmission. 2002. Problems of mechanical engineering and machine reliability. 6. pp. 19-24.
- [7] Blagonravov A.A. External characteristic of a mechanical transformer with oscillation of the internal components. 2011. Russian Engineering Research. 31(10), pp. 928-932.
- [8] Hoodorozhkov S.I., Yurkevich A.V. Theoretical and experimental study of the vehicle's dynamics equipped with the mechanical stepless transmission. 2022. Lecture Notes in Networks and Systems. pp. 787-796.
- [9] Sharkov O.V., Koryagin S.I. Operational reliability of free-wheel mechanisms in a pulsed variable-speed drive. 2017. Russian Engineering Research. 37(1). pp. 9–12.
- [10] Seregin A.A., Kravtsov A.G. Operational reliability of roller overruning clutches with a constant jamming angle. News of higher educational institutions. Mechanical engineering. 2021. 8. pp. 12-19. (rus.)
- [11] Sharkov O.V. Calculation and experimental assessment of the service life of roller freewheel mechanisms according to the wear criterion. Technical and technological problems of the service. 2023. 2 (64). pp. 3-7. (rus.)

- [12] Sharkov O.V. Friction type eccentric freewheel mechanisms. Kaliningrad: Federal State Educational Institution of Higher Professional Education "KSTU", 2011. p. 206. (rus.)
- [13] Aliukov S., Shefer L., Alyukov A. Overrunning clutches in designs of inertial continuously variable transmissions. 2018. Lecture notes in engineering and computer science. 2236. pp. 684–689.
- [14] Aliukov S., Keller A., Alyukov A. Design and calculating of relay-type overrunning clutch. SAE Tech. Paper. 2016. 1134.
- [15] Xue W., Pyle R. Optimal design of roller one-way clutch for starter drives. 2004. SAE Technical Paper. 1151.
- [16] Sharkov O.V., Kalinin A.V. Analytical assessment of the unevenness of pulse continuously variable transmissions. 2022. News of higher educational institutions. Mechanical engineering. 5. pp. 35–42. (rus.)
- [17] Blagonravov A.A., Revnyakov E.N. Freewheeling mechanisms of pulsed continuously variable transmissions. Automotive industry. 2008. 6. pp. 16–18. (rus.)
- [18] Blagonravov A.A., Yurkevich A.A., Yurkevich A.V. Energy characteristics of a mechanical rectifier for continuously variable transmissions with adjustable internal automaticity. Journal of Automotive Engineers, 2015. 4 (93). – pp. 26-31. (rus.)
- [19] Alyukov S.V. Scientific basis of inertial continuously variable transmissions with increased load capacity. 2014. diss... doc. tech. Sci. Chelyabinsk: SUSU. p. 369. (rus.)
- [20] Hoodorozhkov, S.I., Kozlenok, A.V. Mechanical stepless self-regulating transmission for vehicles. 2020. International Review of Mechanical Engineering 6. pp. 19-24.
- [21] Kosov V.P., Tereshin A.V. Stand for experimental research of a mechanical transformer. Symbol of Science: International Scientific Journal. 2015. 9(1). pp. 74-76. (rus.)
- [22] Soldatkin V.A., Tereshin A.V., Yurkevich I.A. Methodology for experimental determination of the rotation frequency of the shafts of a mechanical stepless torque transformer. Innovative science. 2016. 10(2). – pp. 114-116. (rus.)
- [23] Tereshin A.V., Soldatkin V.A., Terentyev A.B. A method for experimentally determining the angle of twist of the torsion shaft of a mechanical stepless torque transformer. Symbol of Science: International Scientific Journal. 2016. 11-3(23). pp. 160-163. (rus.)
- [24] Soldatkin V. A. Estimation of the error in transmitting measurement results of the telemetric strain gauge amplifier TT01. Innovative science. 2015. 11(2). pp. 120-121. (rus.)
- [25] Tereshin A.V. A method for experimentally determining the load of a four-link converting mechanism of an oscillation generator of a mechanical

- stepless torque transformer. Innovative science. 2015. 10(1). pp. 118-120.  
(rus.)
- [26] Yurkevich A. V., Tereshin A. V., Soldatkin V. A. Modular measuring and computing system performance. Innovative science. 2015. 10(1). C. 41-44.