ГИАБ. Горный информационно-аналитический бюллетень /
MIAB. Mining Informational and Analytical Bulletin, 2025;(12-3):136–151
ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ / ORIGINAL PAPER

УДК 622 DOI: 10.25018/0236_1493_2025_123_0_136

МЕХАНИЗМ С НЕПРЕРЫВНЫМ ВРАЩАТЕЛЬНЫМ И РЕГУЛИРУЕМЫМ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ДЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ОБОРУДОВАНИЙ ОБОГАТИТЕЛЬНЫХ ФАБРИК

Ж. Б. Тошов[1], **Я. Хусанов**[2], **Б. Р. Тошов**[3], **Б. Д. Хамроев**[2], **Р. О. Эрматов**[2]

[1] Ташкентский государственный технический университет (Узбекистан);
[2] ООО «GIDRO STANKO SERVIS» (Узбекистан);
[3] Навоийский государственный горно-технологический университет (Узбекистан)

Аннотация: Статья посвящена исследованию структурного и кинематического анализа исполнительного механизма механического оборудования обогатительной фабрики. Исследуемый механизм выполнен в виде двойного карданного шарнира, который в своей конструкции включает только шарнирные соединения, т.е. вращательные пары. Такое устройство применяется в вращательно-вибрационных мешалках для интенсивного и равномерного перемешивания рудной пульпы, предотвращения оседания твёрдых частиц, ускоренного растворения и диспергирования реагентов, а также для получения стабильных однородных смесей в процессах флотации, сгущения, реагентного кондиционирования и пульпоприготовления на обогатительных фабриках. Данный механизм конструктивно отличается от известных двойных карданных шарниров тем, что когда его ведущие и ведомые валы соосны, механизм работает как обычной двойной карданной шарнир, а если отклонит ведущей вал от оси вращения ведомого вала на угол больше нуля до 90˚, то ведомое звено начинает совершает новый вид движения, т.е. совмещает вращательное движение с регулируемым возвратно-поступательным движением. Первая часть статьи посвящена структурному анализу механизма. В данной части подвижности и избыточные связи механизма определены поконтурным методом, предложенным Решетовым, где излишние угловые подвижности заменяются недостающими линейными. В результате создана структурная схема механизма без избыточных связей, которая отвечает требованиям самоустанавливающиеся механизмов. Кроме того, в процессе исследования установлена, что механизм удовлетворяет требованиям механизма переменной конструкции, поскольку в зависимости от взаимного расположения валов ведомый вал может совершать либо вращательное, либо вращательное и регулируемое возвратно-поступательное движение. По результатам исследования были аналитически получены уравнения движения звеньев рассматриваемого механизма и построены их графические зависимости с использованием специализированных программных средств.

Ключевые слова: обогащение, механическое оборудование, машиностроение, двойной карданный шарнир, звено, вращательная пара, вращательное и возвратно-поступательное движение, избыточные связи, замена подвижностей.

Для цитирования: *Тошов Ж. Б., Я. Хусанов, Тошов Б. Р., Хамроев Б. Д., Эрматов Р. О.* Механизм с непрерывным вращательным и регулируемым возвратно-поступательным движением для механических оборудований обогатительных фабрик // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2025. – № 12-3. – С. 136–151. DOI: 10.25018/0236_1493_2025_123_0_136.

Mechanism with continuous rotational and adjustable reciprocating motion for mechanical equipment of processing plants

J. B. Toshov[1], Ya. Khusanov[2], B. R. Toshov[3], B. D. Khamraev[2], R. O. Ermatov[2]

[1] Tashkent State Technical University, 100095, Tashkent, st. Universitetskaya 2, Uzbekistan;
[2] «GIDRO STANKO SERVIS» LLC, 210100, Navoi, Economic Zone 3, Uzbekistan;
[3] Navoi State University of Mines and Technologies, 210100, Navoi, Galaba shoh street, Uzbekistan

Abstract: The article is devoted to the study of the structural and kinematic analysis of the actuator of the mechanical equipment of the processing plant. The mechanism under study is made in the form of a double cardan joint, which in its structure contains only hinges, i.e. rotary pairs. Such a device is used in rotary-vibratory mixers to ensure intensive and uniform mixing of ore pulp, prevent the settling of solid particles, accelerate the dissolution and dispersion of reagents, and produce stable, homogeneous mixtures in flotation, thickening, reagent conditioning, and pulp-preparation processes at mineral processing plants. This mechanism structurally differs from the known double cardan joints in that when its leading and driven shafts are coaxial, the mechanism operates as a conventional double cardan joint, and if it deflects the leading shaft from the axis of rotation of the driven shaft at an angle greater than zero to 90˚, then the driven link begins to perform a new type of motion, i.e. combines rotational motion with adjustable reciprocating motion. The first part of the article is devoted to the structural analysis of the mechanism. In this part, the mobility and redundant connections present in the structure of the mechanism are identified by the contour method proposed by Reshetov, where excessive angular mobility is replaced by missing linear ones. As a result, a structural diagram of the mechanism without redundant connections is created, which meets the requirements of self-aligning mechanisms. In addition, during the study it was established that the mechanism meets the requirements of the mechanism, and variable structure, since depending on the arrangement of the shafts of the mechanism, the driven shaft performs either rotational or rotational and adjustable reciprocating motion. The article ended with finding the analytical method of equations of motion of the links of the mechanism under study and constructing their graphs with the involvement of specialized software products.

Key words: enrichment, mechanical equipment, mechanical engineering, double cardan joint, link, rotary pair, rotary and reciprocating motion, redundant links, replacement of mobility.

For citation: Toshov J. B., Khusanov Ya., Toshov B. R., Khamraev B. D. Mechanism with continuous rotational and adjustable reciprocating motion for mechanical equipment of processing plants. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2025;(12-3):136–151. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2025_123_0_136.

Введение

В обогатительных фабриках перемешивающие устройства используются для равномерного смешивания рудной пульпы, подготовки смесей перед флотацией, растворения реагентов и предотвращения оседания твёрдых частиц [1]. На практике применяются разные типы механизмов: мешалки с обычным вращательным приводом, эксцентриковые и вибрационные приводы, а также комбинированные системы, которые объединяют вращательное и возвратно-поступательное движение рабочего органа. Такие механизмы используются в смесительных баках, реагентных отделениях, пульпоприготовительных узлах и флотационных машинах [2,3]. Основная задача этих устройств обеспечить интенсивное перемешивание, повысить однородность смеси и улучшить стабильность технологического процесса. Комбинированные вращательно-вибрационные схемы считаются более эффективными, так как они ускоряют процесс смешивания и уменьшают риск оседания частиц, что особенно важно при работе с тяжё-

лыми и вязкими пульпами [4]. Высокое качество получаемой продукции можно обеспечить только при необходимом уровне тепломассообмена в реакторе с перемешивающим устройством [5].

Результаты литературного обзора показывает, что традиционные исполнительные механизмы механических перемешивающих устройств с вращательным движением, являющиеся наиболее распространёнными в промышленности, не обеспечивают достаточную интенсивность перемешивания. В связи с этим одной из ключевых задач является разработка и исследование новых типов механизмов, которые совершает одновременно более одного вида движения с разными законами [6,7].

Для пространственных механизмов без рассмотрения избыточных связей для определения степени подвижности механизмов также было предложено больше двадцати структурных формул. Из них широкое применение нашла только формула А. П. Малышева [8].

Однако с помощью этой формулы невозможно определить распределение подвижностей и избыточных связей по осям координат и разделиние их на линейные и угловые. Кроме того в структуре механизма посредством формулы невозможно заменить излишние угловые подвижности на недостающие линейные [9, 10]. На этот вопрос отвечает поконтурный метод, проводимый путем разделения кинематических пар на линейные и угловые, распределения их по осям координат и устранения избыточных связей путем замены излишных угловых подвижностей на недостающие линейные [11,12]. Поконтурный метод Решетова открыло широкие возможности для повышения качества машин, обеспечив увеличение их долговечности, нагрузочной способности, КПД, а также снижение трудоемкости изготовления и потерь на трение [13].

Следует отметить, что несмотря на это большинство научных исследований по созданию новых механизмов посвящено только вопросам кинематики, оптимизации параметров технологического процесса, экспериментальным исследованиям по оценке эффективности технологического процесса и определению потребляемой мощности. При этом структурная схема механизма чаще всего выбирается интуитивно, без применения современных методов структурного анализа и синтеза, которые могут позволить спроектировать рациональную конструкцию для дальнейшего кинематического исследования, а также определить области ее практического применения [14, 15].

Кинематическое исследование механизмов может проводиться аналитическим или графическим методом, последней отличается наглядностью и простотой выполнения [16]. Определение перемещений, скоростей и ускорений в механизмах с низшими парами начинают проводить от ведущего звена к ведомому, т.е. порядок кинематического исследования соответствует формуле строения механизма. Помимо задачи кинематического анализа особый интерес представляет задача кинематического синтеза, при которой требуется обеспечить заданный закон преобразования движения «вход-выход». Решение подобной задачи достаточно сложное и выполняется на ЭВМ методами оптимизации многопараметрических функций с использованием специализированных программных продуктов.

В результате последовательного проведения структурного и кинематического исследования данного механизма открывается широкие возможности для увеличения его долговечности, нагру-

зочной способности и КПД, а также для снижения трудоемкости и потерь на трение в кинематических парах.

Обзор существующих конструкций перемешивающих устройств показывает, что применяемые в них механизмы, как правило, обеспечивают лишь один тип движения: либо вращательное, либо возвратно-поступательное или колебательное движение. Поэтому одной из ключевых задач является разработка и исследование новых механизмов, способных одновременно осуществлять несколько видов движения с различными законами изменения.

К таким механизмам можно отнести исследуемый двойной карданный шарнир [16]. Данный механизм конструктивно отличается от известных двойных карданных шарниров тем, что когда его ведущие и ведомые валы соосны, механизм работает как обычной двойной карданной шарнир, а если отклонит ведущей вал от оси вращения ведомого вала на угол больше нуля до 90°, то ведомое звено начинает совершать новый тип движения, т.е. совмещает вращательное движение с регулируемым возвратно-поступательным движением.

Методы исследования

В настоящее время среди известных методов метрического и кинематического анализа механизмов преимущественно применятся аналитический метод исследования, так как этот метод позволяет получить результаты быстро и наглядно с привлечением специализированных программных продуктов.

Для проведения структурного анализа механизмов применяется в основном метод структурных формул, включающий формулы Малышева и Озола [9].

Однако, несмотря на простату, данные формулы имеют три существенных недостатка. Во-первых, все контуры рассматриваются вместе, поэтому избыточная связь в одном может компенсировать вредной подвижностью в другом и может оказаться незамеченной. Во-вторых, определяется разность числа избыточных связей и подвижностей, а не каждый из этих параметров в отдельности. В-третьих, при анализе сложных механизмов замена подвижностей вызывает затруднения, поскольку не всегда очевидно, какая подвижность должна быть заменена и на что именно. От этих недостатков свободен поконтурный метод, предложенный Решетовым [9].

В ходе проведенного метрического анализа [12] двойного карданного шарнира определены ее следующие основные геометрические размеры (рис. 1):

– L_{FE} — расстояние между центрами F и E серег вилок;

– LCK — отклонение шарнира *C* от оси 0-0.

Однако проведенный структурный анализ [12] двойного карданного шарнира представленный на рис. 1 показал, что данная схема имеет в своем составе две избыточные связи, т.е. $q = 2$ (рис. 2). Как представлена на рис. 2, подвижность механизма составляет $W = 1$. Значение q = 2 обусловлено тем, что в механизме отсутствуют линейные подвижности по осям *X* и *Z* ($f'_x = 0$, $f'_z = 0$).

На рис. 2 представленные узлы *A, N, C, BB* и *DD* являются шарнирами. Величины f'_x, f'_y, f'_z обозначают линейные подвижности по координатным осям *X, Y, Z,* а f''_x, f''_y, f''_z — соответствующие угловые подвижности.

В ходе продолжения структурного исследования двойного карданного шарнира выявлена структурная схема (рис. 3) без избыточных связей (рис. 4).

Анализ существующих исследований [18–19] показывает, что выбор

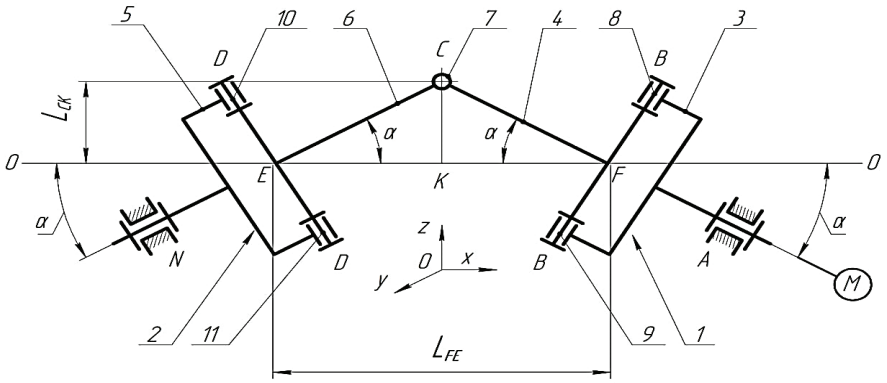

Рис. 1. Структурная схема двойного карданного шарнира с двумя избыточными связями: 1- ведущая полумуфта. 2 — ведомая полумуфта. 3 — вилка ведущей полумуфты. 4 — серьга ведущей полумуфты. 5 — вилка ведомой полумуфты. 6 — серьга ведомой полумуфты. 7 , 8, 9, 10, 11 — центры шарниров BB, C, DD. M — двигатель

Fig. 1. Structural diagram of a double universal joint with two redundant links: 1 — leading half coupling. 2 — driven half coupling. 3 — leading half coupling yoke. 4 — leading half coupling clevis. 5 — driven half coupling yoke. 6 — driven half coupling clevis. 7, 8, 9, 10, 11 — BB, C, DD joint centers. M — engine

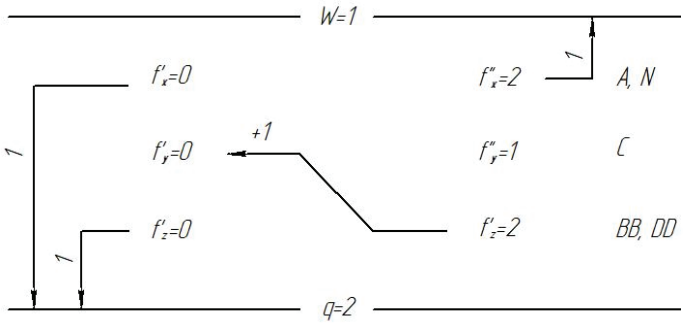

Рис. 2. Схема расположения подвижностей двойного карданного шарнира с двумя избыточными связями

Fig. 2. Diagram of the arrangement of the movements of a double cardan joint with two redundant connections

структурных схем новых исполнительных механизмов для перемешивающих устройств осуществляется без применения современных методов структурного анализа, что приводит к использованию нерциональных решений. Применение таких методов позволяет разработать рациональную конструкцию без лишних соединений и определить области её эффективного применения.

Поэтому для дальнейшего исследования двойного карданного шарнира в зависимости от назначения объекта исследования путем структурного анализа, выбираем рациональную структурную схему механизма (рис. 5.) без избыточных связей ($q=0$), предварительно расположив ведущую полумуфту 1 (рис. 3.) относительно оси 0–0 под углом α, при этом расположение ведомой полумуфты 2 остается неиз-

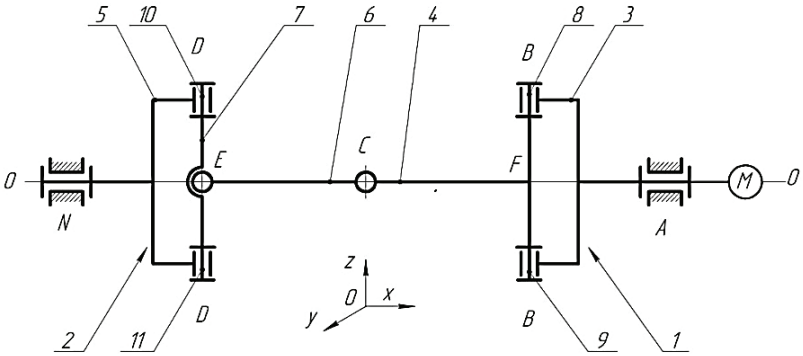

Рис. 3. Структурная схема двойного карданного шарнира без избыточных связей: 1 — ведущая полумуфта. 2 — ведомая полумуфта. 3 — ведущая вилка. 4 — серьга ведущей вилки. 5 — ведомая вилка. 6 — рычаг (шатун). 7 — серьга ведомой полумуфты
Fig. 3. Structural diagram of a double cardan joint without redundant links: 1 — leading half — coupling; 2 — slave half — coupling; 3 — leading fork; 4 — leading fork clevis; 5 — slave fork; 6 — lever (connecting rod); 7 — slave half — coupling clevis

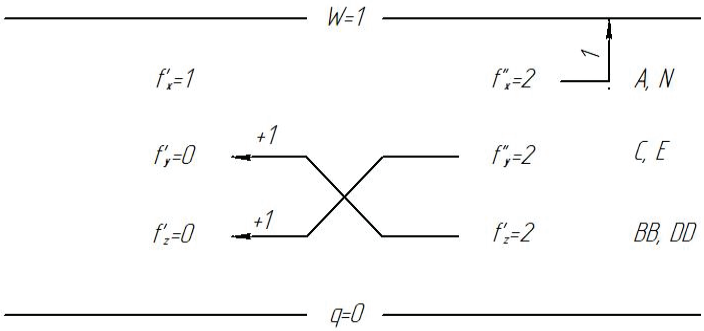

Рис. 4. Схема расположения подвижностей двойного карданного шарнира без избыточных связей: W = 1- подвижность механизма. q= 0 — число избыточных связей, так как f´x =1; ; f´x=+1; f´z =+1. A, N, C, E, BB, DD — шарниры. f´x , f´y , f´z — линейные подвижности по осям координат X, Y, Z. f''x , f''y , f''z — угловые подвижности по осям координат X, Y, Z.
Fig. 4. Diagram of the arrangement of the mobility of a double cardan joint without redundant connections: W = 1 — mechanism mobility. q = 0 — number of redundant connections, since f´x =1; ; f´x=+1; f´z =+1. A, N, C, E, BB, DD — hinges. f´x , f´y , f´z — linear mobility along the coordinate axes X, Y, Z. f''x , f''y , f''z — angular mobility along the coordinate axes X, Y, Z.

менным. В итоге структурная схема двойного карданного шарнира, представленная на рис. 5, позволяет преобразовать непрерывное вращательное движение ведомой полумуфты 2 во вращательное движение вокруг оси 0–0 и регулируемое возвратно-поступательное движение вдоль той же оси.

Известны работы [15,16], где проведены исследования положений звеньев исполнительных механизмов (двойных карданных шарниров) перемешивающих устройств.

Однако структурная схема исследуемой двойного карданного шарнира конструктивно и по назначению отличается от известных исполнительных механизмов [17,18].

Исследуемый двойной карданный шарнир является пространственным

его звенья соединены между собой шарнирами (вращательными парами), оси которых ориентированы параллельно осям *X, Y, Z* пространственной системы координат.

Поэтому для определения уравнений положения и построения графиков движения звеньев двойного карданного шарнира составлена его расчетная структурная схема (рис. 6).

Данная схема позволяет определить следующие параметры положений звеньев исследуемей шарнирной муфты:

– угол θ поворота вилки 3 ведущей полумуфты 1 вокруг серьги 4;

– угол ψ поворота серьги 4 ведущей полумуфты 1 и рычага 6, а также ведомой полумуфты 2 относительно оси 0–0;

– ход S возвратно-поступательного движения ведомой полумуфты 2 вдоль оси 0–0.

Исходными параметрами для исследования являются: расстояние (L_{EF}) между центрами *E*, *F* серег 4 и 7 полумуфт механизма; длина (L_{BF}) половину части серьги 4; длина (L_{CE}) рычага 6; длина (L_{CF}) части серьги 4.

В исходном (вертикальном) положении (ϕ=0) двойного карданного шарнира (рис. 6), отклонение вилки 3 ведущей полумуфты 1 в плоскости *XOY* от оси 0–0 на угол α, приводит повороту вилки 3 вокруг части L_{BB} серьги 4 на угол θ. В данном случае части L_{FC} серьги 4 и рычаг 6 будут располагаться на оси 0–0. При этом вилка 5, серьги 4, 6 относительно вилку 3 лежат на разных плоскостях под углом α. Поэтому угол θ поворота вилки 3 вокруг L_{BB} серьги 4 также будет равен углу α, т.е. $\theta=\alpha$. В этом случае расстояние между центрами *F* и *E* серег 4 и 7 достигает своего максимального значения, т.е. на L_{FEmax}.[20]. В горизонтальном положении двойного карданного шарнира (ϕ=90°) вилка 5, серьги 4, 6 и вилка 3 находятся в плоскости *XOY*. При этом рычаг 6 и части L_{FC} серьги 4 относительно оси 0–0 будут располагаться под углом α.

В процессе перехода в горизонтальное положение вилка 3, поворачиваясь вокруг части L_{BB} серьги 4 на угол ϕ от 0 до 90° в обратном направлении, занимает

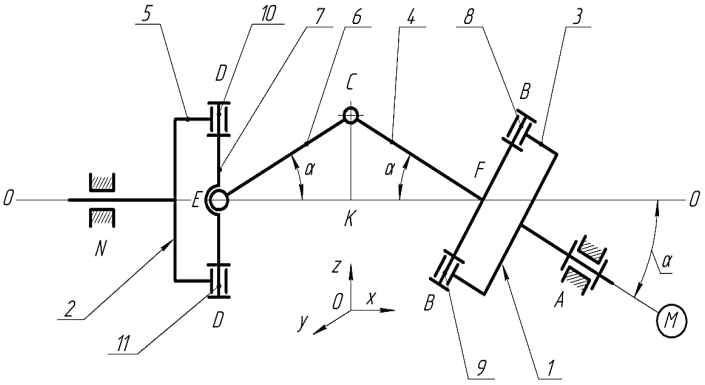

Рис.–5. Рациональная структурная схема двойного карданного шарнира: 1 — ведущая полумуфта; 2 — ведомая полумуфта; 3 — вилка ведущей полумуфты; 4 — серьга ведущей полумуфты; 5 — вилка ведомой полумуфты; 6 — рычаг (шатун) ведомой полумуфты; 7 — серьга ведомой полумуфты; 8, 9, 10, 11 — центры шарниров BB, C, DD. M — двигатель
Fig. 5. Rational structural diagram of a double cardan joint: 1 — leading half coupling; 2 — driven half coupling; 3 — fork of the leading half coupling; 4 — clevis of the leading half coupling; 5 — fork of the driven half coupling; 6 — lever (connecting rod) of the driven half coupling; 7 — clevis of the driven half coupling; 8, 9, 10, 11 — centers of joints BB, C, DD. M — engine

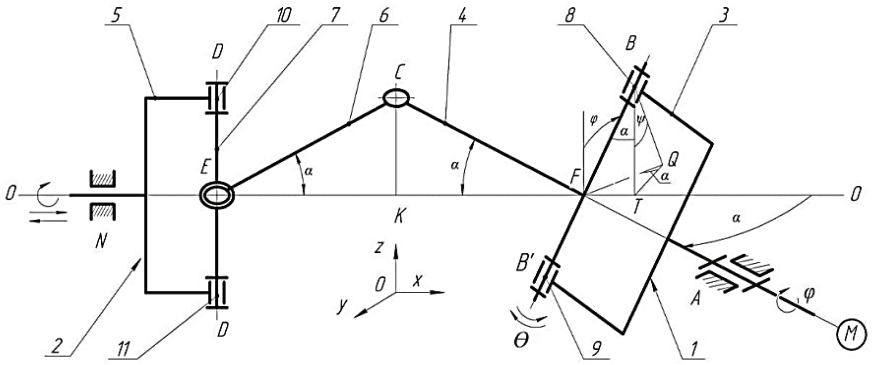

Рис. 6. Расчетная структурная схема шарнирной муфты: 1- ведущая полумуфта. 2 — ведомая полумуфта. 3 — вилка ведущей полумуфты. 4 — серьга ведущей полумуфты. 5 — вилка ведомой полумуфты. 6 — рычаг (шатун) ведомой полумуфты. 7 — серьга ведомой полумуфты. 8, 9, 10, 11 — центры шарниров BB, C, DD. M — двигатель.
Здесь, ϕ — угол поворота ведущей полумуфты. θ — угол поворота вилки 3 вокруг шарниров BB′серьги 4. ψ — угол поворота серьги 4, рычага 6, серьги 7 и вильки 5 вокруг оси 0–0
Fig. 6. Calculated structural diagram of the articulated coupling: 1 — leading half coupling. 2 — driven half coupling. 3 — leading half coupling fork. 4 — leading half coupling clevis. 5 — driven half coupling fork. 6 — lever (connecting rod) of the driven half coupling. 7 — driven half coupling clevis. 8, 9, 10, 11 — centers of hinges BB, C, DD. M — engine.
Here, ϕ is the rotation angle of the leading half coupling. θ is the rotation angle of fork 3 about hinges BB′clevis 4. ψ is the rotation angle of clevis 4, lever 6, clevis 7 and fork 5 about the 0–0 axis

горизонтальное положение. При этом угол θ достигает своего минимального (исходного) значения, то есть при $\alpha>0$ имеет место $\theta=0$. В результате расстояние между центрами *F* и *E* серег 4 и 7 принимает минимальное значение L_{FEmin}.

Как отмечалось выше, при вертикальном положении ($\phi=0$) двойного карданного шарнира, расположение вилки 3 ведущей полумуфты 1 относительно оси 0–0 равно углу поворота вилки вокруг части B-B серьги 4.

При горизонтальном ($\phi=90^{\circ}$) положении двойного карданного шарнира вилка 3 и серьги 4 ведущей полумуфты 1, а также вилка 5 и серьги 6 ведомой полумуфты 2 располагаются на плоскости *XOY*. Для определения зависимостей между углами α, θ и ϕ используется условие [5], согласно которому в исходном (вертикальном) положении вилки 3 ведущей полумуфты выполняется равенство $\theta=\alpha$. С учётом длины вилки 3 можно определить в плоскости *XOY* её свободного конца вилки 3 от оси 0–0, равное $sin\alpha$. Тогда при условии $\theta=\alpha$ получаем $sin\theta=sin\alpha$, и, следовательно, который используется для поведения механизма в исходном вертикальном положении вилки 3

$$\sin\theta / \sin\alpha = 1. \qquad (1)$$

При возврате вилки 3 ведущей полумуфты 1 из горизонтальной положения в исходное вертикальное положение зависимость определяется выражением

$$L_{BF}\cdot cos\varphi = L_{BF} \text{ или } cos\varphi = 1 \qquad (2)$$

Тогда имеем

$$\theta = \arcsin(\sin\alpha\cdot\cos\varphi) \qquad (3)$$

График изменения θ согласно (4) представлены на рис. 7.

Примечание: а) предел изменения угла α от 0 до 75° с интервалом 15 °; б) предел изменения угла ϕ от 0 до 360 °.

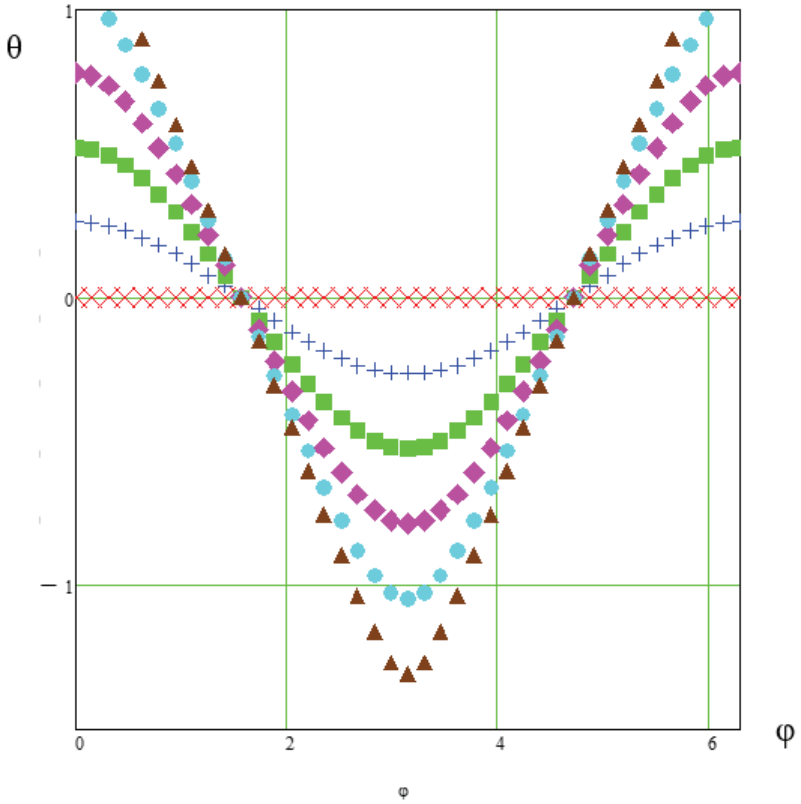

Рис. 7. График изменения угла θ в зависимости от угла φ поворота ведущей полумуфты при различных значениях α соответственно равное (1) – 0°; (2) – 15°; (3) – 30°; (4) – 45°; (5) – 60°; (6) – 75°

Fig. 7. Graph of the change in angle θ depending on the angle φ of rotation of the driving half coupling for different values of α, respectively equal to (1) – 0°; (2) – 15°; (3) – 30°; (4) – 45°; (5) – 60°; (6) – 75°

Теперь изучаем движение серьги 4 ведущей полумуфты 1 относительно оси *0–0* вращения механизма. Для этого изначально из прямоугольных треугольников *BQF* и *FTQ* находим их составляющие:

$$L_{BQ} = L_{BF}\cdot\cos\varphi = R\cdot\cos\varphi;$$
$$L_{FQ} = L_{BF}\cdot\sin\varphi = R\cdot\sin\varphi. \ (\Delta BQF)$$
$$L_{FT} = L_{FQ}\cdot\sin\alpha = R\cdot\sin\alpha\cdot\cos\varphi;$$
$$L_{TQ} = L_{FQ}\cdot\cos\alpha = R\cdot\cos\alpha\cdot\sin\varphi. \ (\Delta FTQ)$$

где $L_{BF} = R$; $L_{FQ} = L_{BF}\cdot\sin\varphi = R\cdot\sin\varphi$; $L_{TQ} = L_{FQ}\cdot\cos = R\cdot\cos\alpha\cdot\sin\varphi$.

Далее предварительно определив из прямоугольного треугольника BQT составляющий L_{BT}, находим угол ψ поворота серьги 4 относительно оси 0–0, причем составляющий L_{BT} расположены перпендикулярно к оси 0–0.

$$\cos\psi = \frac{L_{BQ}}{L_{BT}} = \frac{\cos\varphi}{\sqrt{1-\sin^2\alpha\cdot\sin^2\varphi}}$$

или

$$\psi = \arccos\frac{\cos\varphi}{\sqrt{1-\sin^2\alpha\cdot\sin^2\varphi}} \qquad (4)$$

где LBT = $\sqrt{L_{BQ}^2 + L_{TQ}^2}$ =

= R $\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi}$.

График изменения угла ψ согласно (5) представлены на рис. 8.

Для определения величины хода возвратно-поступательного движения ведомой полумуфты сначала по структурной схемы (рис. 7) определим отклонение L_{CK} шарнира C от оси 0–0.

а) *CKF*:*sin*α = $\frac{L_{CK}}{L_{CF}}$ (5)

б) *BDF*: *sin*α = $\frac{L_{FT}}{L_{BF}}$ (6)

Далее, сравнив выражения (5) и (6) получим

$$LCK = \frac{L_{FT} \cdot L_{CF}}{L_{BF}} = R \cdot sin\alpha \cdot sin\varphi \quad (7)$$

График изменения величины L_{CK} согласно выражению (7) представлены на рис. 9.

Уравнение (6) показывает, что при ϕ=0, параметр L_{CK} достигает минимальное значение L_{CKmin}=0. В этом положении рычаг L_{CE} и части L_{CF} серьги 4 двойного карданного шарнира (рис. 3) располагаются на оси 0–0. В результате двойной карданный шарнир достигает свое максимальное габа-

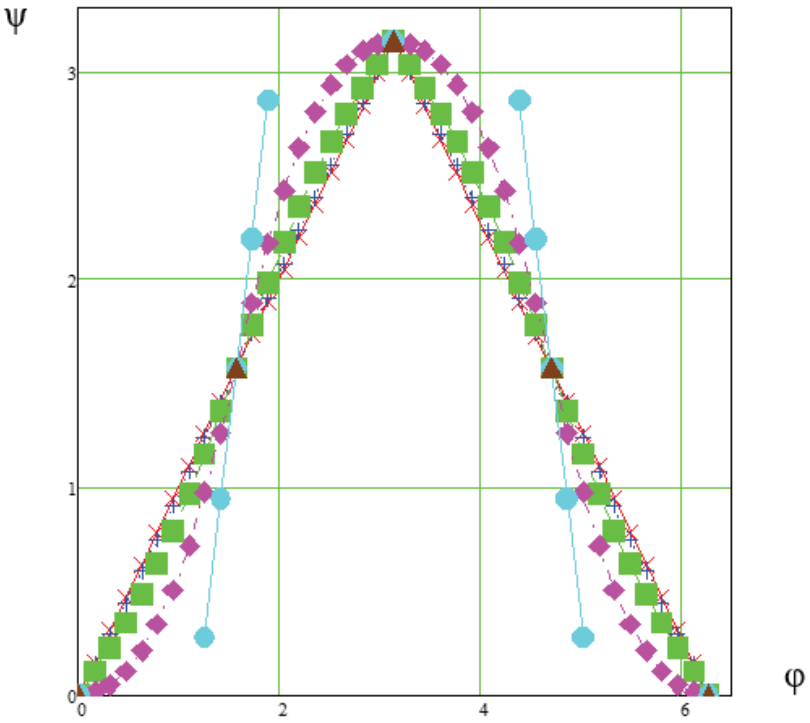

Рис. 8. График изменения угла ψ в зависимости от угла φ поворота ведущей полумуфты при различных значениях α соответственно равное (1) – 0°; (2) – 15°; (3) – 30°; (4) – 45°; (5) – 60°; (6) – 75°

Fig. 8. Graph of the change in angle ψ depending on the angle φ of rotation of the driving half coupling for different values of α, respectively equal to (1) – 0°; (2) – 15°; (3) – 30°; (4) – 45°; (5) – 60°; (6) – 75°

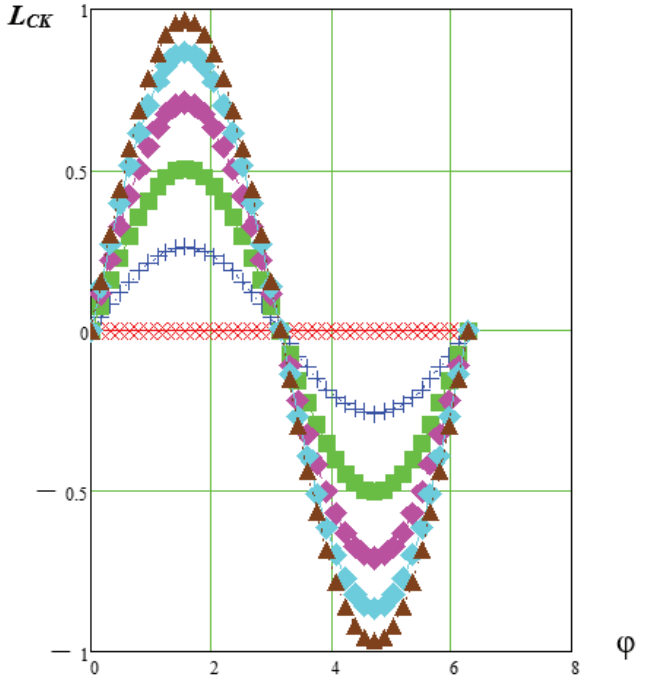

Рис.–9. График изменения параметра L_{CK} в зависимости от угла φ поворота ведущей полумуфты при различных значениях α соответственно равное (1) – 0°; (2) – 15°; (3) – 30°; (4) – 45°; (5) – 60°; (6) – 75°

Fig. 9. Graph of the change in the LCK parameter depending on the angle φ of rotation of the leading half coupling for different values of α, respectively, equal to (1) – 0°; (2) – 15°; (3) – 30°; (4) – 45°; (5) – 60°; (6) – 75°

ритное положение L_{FEmax}. При ϕ=90° двойной карданный шарнир (рис. 5.) переходит в положение минимального габаритного размера L_{FEmin}, и параметр L_{CK} достигает максимальной величины $L_{CKmax} = R \cdot sin\alpha \cdot sin\alpha$.

За полный оборот механизма значения L_{CKmin}=0 и $L_{CKmax} = R \cdot sin\alpha \cdot sin\phi$ достигаются дважды (рис. 9).

Исходя из перечисленных соображений, величину хода S определяем как разность между максимальным и минимальным значениями параметра L_{CKmax} и L_{CKmin},

$$S = L_{CKmax} - L_{CKmin} = R \cdot sin\alpha \cdot sin\phi \quad (8)$$

Исследование двойного карданного шарнира путем проведения перед кинематическим анализом структурного анализа, позволяет выбрать самоустанавливающиеся структуры механизма без избыточных связей (без вредных деформаций). Это обеспечивает достижение требуемых показателей долговечности, нагрузочной способности и КПД, а также способствует снижению трудоёмкости сборки и уменьшению потерь на трение.

Выводы. В отличие от известных вращательно-ударных исполнительных механизмов, отсутствие в рассматриваемом механизме дополнительных преобразователей вращательного движения в возвратно-поступательное позволяет плавно и бесступенчато изменять величину возвратно-поступательного хода выходного звена.

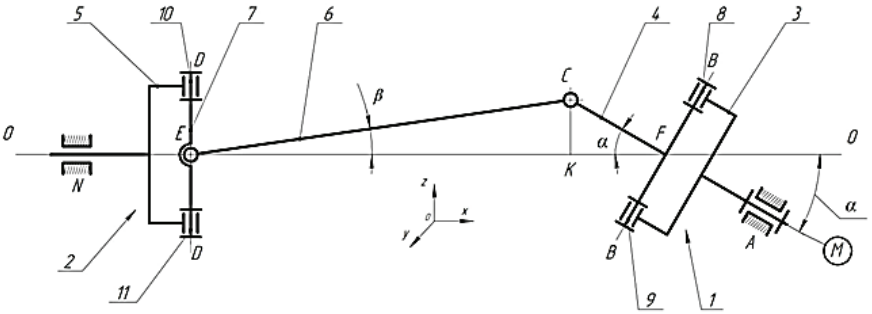

Рис. 10. Структурная схема двойного карданного шарнира с учетом безразмерного параметра γ: ведущая полумуфта. 2 — ведомая полумуфта. 3 — вилка ведущей полумуфты. 4 — серьга ведущей полумуфты. 5 — вилка ведомой полумуфты. 6 — рычаг (шатун) ведомой полумуфты. 7 — серьга ведомой полумуфты. 8, 9, 10, 11 — центры шарниров BB, C, DD. M — двигатель
Fig. 10. Structural diagram of a double cardan joint taking into account the dimensionless parameter γ: leading half coupling. 2 — driven half coupling. 3 — leading half coupling fork. 4 — leading half coupling clevis. 5 — driven half coupling fork. 6 — lever (connecting rod) of driven half coupling. 7 — driven half coupling clevis. 8, 9, 10, 11 — centers of joints BB, C, DD. M — engine

Для практического применения данной шарнирной муфты в качестве исполнительного механизма перемешивающего устройства, как в вращательно-вибрационных мешалках обогатительных фабрик или других аналогичных агрегатах, необходимо выбрать длину звеньев *CE* и *CF* (рис. 6.) исходя из величины безразмерного параметра γ, определяющего отношение радиуса кривошипа *r* к длине *L* шатуна, аналогично кривошипно-шатунному механизму поршневого двигателя [21].

На рис. 10. представлена структурная схема двойного карданного шарнира, соответствующая условиям безразмерного параметра γ.

Здесь, A, *B*B, *C*, E, *DD*, *N* — шарниры; α — отклонение серьги 4 от оси 0–0; β — отклонение рычага (шатуна) 6 от оси 0–0.

При этом необходимо учитывать о том, что при уменьшении угла β увеличивается длина *L* шатуна, т.е. увеличиваются габариты шарнирной муфты. Однако, чем меньше величина угла β, тем меньше нормальное усилие ведомой полумуфты 2 к опоре *N* и тем больше срок службы механизма.

Предложенный механизм на основе двойного карданного шарнира обеспечивает сочетание непрерывного вращательного и регулируемого возвратно-поступательного движения без применения дополнительных преобразователей, что повышает эффективность его работы по сравнению с традиционными исполнительными механизмами.

Механизм может быть использован не только в перемешивающих устройствах обогатительных фабрик, но и в виброситах, классификаторах, грохотах и питателях, расширяя область применения комбинированных движений в технологическом оборудовании.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Prikhod'ko, A. A., Smelyagin, A. I.* Investigation of Power Consumption in a Mixing Device with Swinging Movement of the Actuating Element. Chem Petrol Eng 54, 150–155 (2018). https://doi.org/10.1007/s10556-018-0454-7.

2. *Kevin Castelli, Marco Gavioli, Yevheniy Dmytriyev, Hermes Giberti*. Mechanical Design and Development of a Continuous Rotational Variable Stiffness Actuator. 3rd International Congress on Human-Computer Interaction, Optimization and Robotic Applications (HORA). 2021. https://doi.org/10.1109/hora52670.2021.9461398

3. *Тверсков Б. М.* Карданные шарниры // Вестник Курганского государственного университета. Серия «Технические науки». — 2016. — Вып. 11. — С. 41–49.

4. *Khusanov Y.*, *Khamraev B. D.*, *Razzokov F. T.*, *Makhmudov L. N.* Hinge coupling. UZ IAP 06791. Official Bulletin, No. 3, 03/31/2022.

5. *Karakuş R.* A Novel Compliant Four-Bar Mechanism-Based Universal Joint Design and Production // Machines 2025, 13(3), 250; https://doi.org/10.3390/machines13030250

6. *Targ S. M.*, Brief Course of Theoretical Mechanics, Vysshaya Shkola, Moscow (1986).

7. *Kumaresan T., Joshi J. B.,* "Effect of impeller design on the flow pattern and mixing in stirred tanks," Chem. Eng. J., 115, No. 3, 173–193 (2006).

8. *Khusanov Y.*, *Zhuraev A.* The phase separation mechanism during the movement of the link in the tenglamalar state leads to deformation of the link. The Journal of Puzzle Mechanics. Publishing House of the Academy «Fan» of the Republic of Uzbekistan. 3–1998.

9. *Khusanov Ya.Kh.*, *Gubaidulin F. N.*, *Chepurnoy A. I.* Spatial mechanism of the lever-hinge drive mechanism. Tractors and Agricultural Machinery magazine. №4, 2001.

10. *Кукушкин Е. В.* Уравнения движения карданного шарнира // Вестник ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение. — 2021. — № 2. — С. 79–86.

11. *Zulpiev S. M.* Analysis of the positions of the links of the hinge-lever coupling with elastic elements. The territory of science. Journal of Yaroslavl State University. 2015. №1.

12. *Toshov Zh.B.*, *Rahutin M. G.*, *Toshov B. R.*, *Baratov B. N.* The method of constructing the scans of the toroidal belts of the faces during drilling wells // EURASIAN MINING. 2024. No. 1. pp. 62–66. DOI: 10.17580/em.2024.01.15

13. *Torubarov N. N., Malyshev R. M.* "Mixing devices with complex law of motion of the mixer," Khim. Neftegaz. Mashinostr., No. 3, 19–21 (2013).

14. *Коробчук М. В.*, *Веригин А. Н.*, *Незамаев Н. А.* Особенности конструирования, пути и проблемы совершенствования аппаратов с вибрационным перемешиванием // Известия Санкт-Петербургского государственного технологического института (технического университета). — 2021. — № 59. — С. 85–93.

15. *Perry, J. C.; Oblak, J.; Jung, J. H.; Cikajlo, I.; Veneman, J. F.; Goljar, N.; Bizovicar, N.; Matjacic, Z.; Keller, T.* Variable Structure Pantograph Mechanism with Spring Suspension System for Comprehensive Upper-Limb Haptic Movement Training. J. Rehab. Res. Dev. 2011, 48, 317–334.

16. *Kukushkin E. V.* Equation of motion of a gimbal joint. Bulletin of PNPU. Mechanical engineering, materials science. vol.23, No.2, 2021.

17. *Gorshkov A. D.* Determination of the kinematic characteristics of the Hook hinge by the analytical method. EUROPEAN SCIENCE. February 2016, No. 2(12), page 26–30.

18. *Toshov J. B.*, *Fozilov D. M.*, *Yelemessov K. K.*, *Ruziev U. N.*, *Abdullayev D. N.*, *Baskanbayeva D. D.*, *Bekirova L. R.*, Increasing the durability of drill bit teeth by changing its manufacturing technology // Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science, 2024, vol. 26, no. 4, pp. 112–124. http://dx.doi.org/10.17212/1994-6309-2024-26.4–112–124 (In Russian).

19. *Приходько А. А.*, *Герасименко Е. О.* Исследование эффективности теплообмена в перемешивающем устройстве с неравномерным движением мешалки // Теоретические основы химической технологии. — 2023. — Т. 57. — № 2. — С. 228–237.

20. *XLu, B.; Kang, S.; Zhou, L.; Hua, D.; Yang, C.; Zhu, Z.* Development and Testing of a Dual-Driven Piezoelectric Microgripper with High Amplification Ratio for Cell Micromanipulation. Machines 2024, 12, 722.

21. *Zhang B.*, *Sun J. Hu H.* Deployment dynamics and experiments of a tendon-actuated flexible manipulator // Chinese Journal of Aeronautics. Volume 38, Issue 2, February 2025, 103008. https://doi.org/10.1016/j.cja.2024.03.045

22. *Fava, M., Parenti-Castelli, V., Conconi, M. et al.* Manufacturing and characterization of compliant Cardan joints obtained by a new combined fabrication process. Meccanica (2025). https://doi.org/10.1007/s11012−025−01956-w

23. *Palmieri, G., Palpacelli, M. C., Callegari, M.* Study of a fully compliant u-joint designed for minirobotics applications // (2012) Journal of Mechanical Design, 134 (11), art. no. 111003.

24. *Toshov, J., Toshniyozov, L., Shahani, N. M. et al.* Designing Efficient Drill Bits Using The Finite Element Analysis Method. Mining, Metallurgy & Exploration (2025). https://doi.org/10.1007/s42461−025−01406-x

25. *Yiwei LIU, Shipeng CUI, Yongjun SUN.* Mechanical design and analysis of a novel variable stiffness actuator with symmetrical pivot adjustment. Front. Mech. Eng. 2021, 16(4): 711–725. https://doi.org/10.1007/s11465-021-0647-1 MAS

REFERENCES

1. Prikhod'ko, A. A., Smelyagin, A. I. Investigation of Power Consumption in a Mixing Device with Swinging Movement of the Actuating Element. Chem Petrol Eng 54, 150–155 (2018). https://doi.org/10.1007/s10556-018-0454-7.

2. Kevin Castelli, Marco Gavioli, Yevheniy Dmytriyev, Hermes Giberti. Mechanical Design and Development of a Continuous Rotational Variable Stiffness Actuator. 3rd International Congress on Human-Computer Interaction, Optimization and Robotic Applications (HORA). 2021. https://doi.org/10.1109/hora52670.2021.9461398

3. Tverskov, B. M. Cardan Joints. Vestnik of Kurgan State University. Series "Technical Sciences", 2016, Issue 11, pp. 41–49.

4. Y. Khusanov., Khamraev B. D., Razzokov F. T., Makhmudov L. N. Hinge coupling. UZ IAP 06791. Official Bulletin, No. 3, 03/31/2022.

5. Karakuş R. A Novel Compliant Four-Bar Mechanism-Based Universal Joint Design and Production. Machines 2025, 13(3), 250; https://doi.org/10.3390/machines13030250

6. S. M. Targ, Brief Course of Theoretical Mechanics, Vysshaya Shkola, Moscow (1986).

7. T. Kumaresan and J. B. Joshi, "Effect of impeller design on the flow pattern and mixing in stirred tanks," Chem. Eng. J., 115, No. 3, 173–193 (2006).

8. Y. Khusanov., Zhuraev A. The phase separation mechanism during the movement of the link in the tenglamalar state leads to deformation of the link. The Journal of Puzzle Mechanics. Publishing House of the Academy «Fan» of the Republic of Uzbekistan. 3–1998.

9. Khusanov Ya.Kh., Gubaidulin F. N., Chepurnoy A. I. Spatial mechanism of the lever-hinge drive mechanism. Tractors and Agricultural Machinery magazine. no. 4, 2001.

10. Kukushkin, E. V. Equations of Motion of a Cardan Joint. Bulletin of Perm National Research Polytechnic University. Mechanical Engineering, Materials Science, 2021, No. 2, pp. 79–86.

11. Zulpiev S. M. Analysis of the positions of the links of the hinge-lever coupling with elastic elements. The territory of science. Journal of Yaroslavl State University. 2015. no. 1.

12. Toshov Zh.B., Rahutin M. G., Toshov B. R., Baratov B. N. The method of constructing the scans of the toroidal belts of the faces during drilling wells. EURASIAN MINING. 2024. No. 1. pp. 62–66. DOI: 10.17580/em.2024.01.15

13. N. N. Torubarov and R. M. Malyshev, "Mixing devices with complex law of motion of the mixer," Khim. Neftegaz. Mashinostr., No. 3, 19–21 (2013).

14. Korobchuk, M. V., Verigin, A. N., Nezamaev, N. A. Design Features, Development Paths and Problems of Improving Apparatuses with Vibrational Mixing. Izvestiya of St. Petersburg State Institute of Technology (Technical University), 2021, No. 59, pp. 85–93.

15. Perry, J. C.; Oblak, J.; Jung, J. H.; Cikajlo, I.; Veneman, J. F.; Goljar, N.; Bizovicar, N.; Matjacic, Z.; Keller, T. Variable Structure Pantograph Mechanism with Spring Suspension System for Comprehensive Upper-Limb Haptic Movement Training. J. Rehab. Res. Dev. 2011, 48, 317–334.

16. Kukushkin E. V. Equation of motion of a gimbal joint. Bulletin of PNPU. Mechanical engineering, materials science. vol.23, No.2, 2021.

17. Gorshkov A. D. Determination of the kinematic characteristics of the Hook hinge by the analytical method. EUROPEAN SCIENCE. February 2016, No. 2(12), page 26–30.

18. Toshov J. B., Fozilov D. M., Yelemessov K. K., Ruziev U. N., Abdullayev D. N., Baskanbayeva D. D., Bekirova L. R., Increasing the durability of drill bit teeth by changing its manufacturing technology. Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science, 2024, vol. 26, no. 4, pp. 112–124. http://dx.doi.org/10.17212/1994-6309-2024-26.4–112–124 (In Russian).

19. Prikhodko, A. A., Gerasimenko, E. O. Investigation of Heat-Transfer Efficiency in a Mixing Device with Non-Uniform Impeller Motion. Theoretical Foundations of Chemical Engineering, 2023, Vol. 57, No. 2, pp. 228–237.

20. XLu, B.; Kang, S.; Zhou, L.; Hua, D.; Yang, C.; Zhu, Z. Development and Testing of a Dual-Driven Piezoelectric Microgripper with High Amplification Ratio for Cell Micromanipulation. Machines 2024, 12, 722.

21. Zhang B., Sun J. Hu H. Deployment dynamics and experiments of a tendon-actuated flexible manipulator. Chinese Journal of Aeronautics. Volume 38, Issue 2, February 2025, 103008. https://doi.org/10.1016/j.cja.2024.03.045

22. Fava, M., Parenti-Castelli, V., Conconi, M. et al. Manufacturing and characterization of compliant Cardan joints obtained by a new combined fabrication process. Meccanica (2025). https://doi.org/10.1007/s11012–025–01956-w

23. Palmieri, G., Palpacelli, M. C., Callegari, M. Study of a fully compliant u-joint designed for minirobotics applications. (2012) Journal of Mechanical Design, 134 (11), art. no. 111003.

24. Toshov, J., Toshniyozov, L., Shahani, N. M. et al. Designing Efficient Drill Bits Using The Finite Element Analysis Method. Mining, Metallurgy & Exploration (2025). https://doi.org/10.1007/s42461–025–01406-x

25. Yiwei LIU, Shipeng CUI, Yongjun SUN. Mechanical design and analysis of a novel variable stiffness actuator with symmetrical pivot adjustment. Front. Mech. Eng. 2021, 16(4): 711–725. https://doi.org/10.1007/s11465-021-0647-1

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Тошов Жавохир Буриевич — докт. техн. наук, профессор, http://orcid.org/0000-0003-4278-1557, начальник отдела, Ташкентский государственный технический университет, 100095, Ташкент, ул. Университетская 2, Узбекистан, e-mail: javokhir.toshov@yandex.ru;

Хусанов Янгибой — начальник отдела, ООО «GIDRO STANKO SERVIS», 210100, Навои, Экономическая зона 3, Узбекистан, e-mail: yangiboy.xusanov1948@mail.ru, http://orcid.org/0009-0008-3796-2840;

Тошов Бури Раджабович — канд. техн. наук, доцент, http://orcid.org/0009-0006-4058-1702, заведующей кафедрой, Навоийский государственный горно-технологический университет, 210100, Навои, ул. Галаба шох, Узбекистан, e-mail: toshovb@mail.ru;

Хамраев Бахтиёр Джаббарович — директор, ООО «GIDRO STANKO SERVIS», 210100, Навои, Экономическая зона 3, Узбекистан, e-mail: gss-1965@inbox.ru, http://orcid.org/0009-0000-2715-1843;

Эрматов Рустам Олимжонович — ведущий конструктор, ООО «GIDRO STANKO SERVIS», 210100, Навои, Экономическая зона 3, Узбекистан, e-mail: rustam.ermatov.1097@mail.ru, http://orcid.org/0009-0003-4414-4532.
Для контактов: *Тошов Жавохир Буриевич*, e-mail: javokhir.toshov@yandex.ru.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Toshov J. B., Dr. Sci. (Eng.), Professor, http://orcid.org/0000-0003-4278-1557; Head of Department, Tashkent State Technical University, 100095, Tashkent, st. Universitetskaya 2, Uzbekistan, e-mail: javokhir.toshov@yandex.ru;
Khusanov Ya., Head of Department, «GIDRO STANKO SERVIS» LLC, 210100, Navoi, Economic Zone 3, Uzbekistan, e-mail: yangiboy.xusanov1948@mail.ru, http://orcid.org/0009-0008-3796-2840;
Toshov B. R., Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, http://orcid.org/0009-0006-4058-1702, Navoi State University of Mines and Technologies, 210100, Navoi, Galaba shoh street, Uzbekistan, e-mail: toshovb@mail.ru;
Khamraev B. D., director, «GIDRO STANKO SERVIS» LLC, 210100, Navoi, Economic Zone 3, Uzbekistan, e-mail: gss-1965@inbox.ru, http://orcid.org/0009-0000-2715-1843;
Ermatov R. O., Leading designer, «GIDRO STANKO SERVIS» LLC, 210100, Navoi, Economic Zone 3, Uzbekistan, e-mail: rustam.ermatov.1097@mail.ru, http://orcid.org/0009-0003-4414-4532.
Corresponding author: *Toshov J. B.*, e-mail: javokhir.toshov@yandex.ru.

Получена редакцией 08.09.2025; получена после рецензии 17.11.2025; принята к печати 24.11.25.
Received by the editors 08.09.2025; received after the review 17.11.2025; accepted for printing 24.11.25.