

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 622.23.05+621

doi: 10.30987/2782-5957-2024-11-54-63

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МЕХАНИЗМА ПОВОРОТНО-УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ ПРИ РАЗРАБОТКЕ ГРУНТОВ

Любовь Александровна Сладкова^{1✉}, Дмитрий Иванович Скрипников²

^{1,2} Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)), Москва, Россия

¹ rich.cat2012@yandex.ru, <https://orcid.org/0009-0008-6786-0386>

² dimaskrip@mail.ru

Аннотация

Цель исследования. Увеличение объектов строительства зданий, сооружений, освоения природных богатств требуют привлечения техники, применяемой для бурения шпуров и скважин. Для этих целей используются буровые станки различного вида действия, в том числе и поворотного удара. Многие из буровых станков уже морально устарели, имеют громоздкое рабочее оборудование с большим числом сопрягаемых деталей.

Задача, решению которой посвящена статья. Авторами предлагается механизм поворотного удара действия принципиально новой конструкции, подтвержденной положительным решением на получение патента. В предлагаемой нами конструкции механизма поворотного удара действия поворот буровой штанги осуществляется за счет перемещения по ней поворотной муфты.

Методы исследования. Проведенные теоретические исследования предлагаемого механизма поворотного удара действия, основаны на моделировании процесса разработки грунтов рабочими органами буровых машин.

Новизна работы. Проведенные теоретические исследования разработанной авторами конструкции механизма поворотного удара действия позволили смоделировать не только его рабочий

процесс, но и оценить и рассчитать кинематические и динамические особенности перемещенных отдельных его элементов.

Результаты исследования. На основании проведенных исследований установлены соотношения различных параметров механизма поворотного удара действия в зависимости от величины коэффициента трения между контактирующими поверхностями, массы ударника. Оценка траектории движения выступа механизма поворотного удара действия позволила выявить особенности конструктивного исполнения направляющей штанги с ведением эксцентриситета, исключающего блокировку выступа в момент перехода с вертикального направления на наклонное.

Выводы. Проведенные исследования позволили качественно и количественно оценить изменение геометрических параметров механизма поворотного удара действия при разработке грунтов вращательно-ударным способом и оценить его параметры в зависимости от изменения, например, коэффициента трения, диаметра штанги и т.п.

Ключевые слова: механизм, грунт, моделирование, конструкция, параметры, расчет, разработка, станок.

Ссылка для цитирования:

Сладкова Л.А. Моделирование рабочего процесса механизма поворотного удара действия при разработке грунтов / Л.А. Сладкова, Д.И. Скрипников // Транспортное машиностроение. – 2024. – № 11. – С. 54-63. doi: 10.30987/2782-5957-2024-11-54-63.

Original article

Open Access Article

MODELLING THE OPERATION OF THE MECHANISM OF ROTARY AND IMPACT ACTION IN EXCAVATION WORKS

Lyubov Aleksandrovna Sladkova^{1✉}, Dmitry Ivanovich Skripnikov²

^{1,2} Russian University of Transport (RUT (MIIT)), Moscow, Russia

¹ rich.cat2012@yandex.ru, <https://orcid.org/0009-0008-6786-0386>

² dimaskrip@mail.ru

Abstract

The study objective. The increase in the construction of buildings, structures, and the development of natural resources requires the involvement of machinery used for drilling boreholes and wells. For these purposes, boring machines of various action types, including rotary and impact, are used. Many of boring machines are already obsolete, have bulky working equipment with a large number of connected parts.

The task to which the paper is devoted. The authors propose a mechanism of rotation-but-impact action of a fundamentally new design, confirmed by a positive decision for getting a patent. In the proposed design of the rotary-impact mechanism, the rotation of the drilling rod is carried out by moving the rotary coupling along it.

Research methods. The theoretical studies of the proposed mechanism of rotary-impact action are based on modeling the excavation works by the working bodies of boring machines.

The novelty of the work. The theoretical studies carried out by the authors of the design of the rotary-impact mechanism made it possible to simulate not only its operation, but also to evaluate and calculate the

kinematic and dynamic features of its individual elements.

The study results. Based on the conducted studies, the correlations of various parameters of the rotary-impact mechanism are established, depending on the value of friction factor between the contacting surfaces and the mass of the impactor. The assessment of the motion path of the rotary-impact mechanism lug made it possible to identify the features of the constructive execution of the guide rod with the guidance of the eccentricity, which excludes the blocking of the lug at the moment of transferring from the vertical to the inclined direction.

Conclusions. The conducted studies allowed qualitatively and quantitatively assessment of the change in the geometric parameters of the rotary-impact mechanism during excavation works by the rotational impact method and evaluate its parameters depending on the change, for example, friction factor, the diameter of the rod, etc.

Keywords: mechanism, soil, modeling, construction, parameters, calculation, development, machine tool.

Reference for citing:

Sladkova LA, Skripnikov DI. Modeling the operation of the mechanism of rotary and impact action in excavation works. *Transport Engineering*. 2024;11:54-63. doi: 10.30987/2782-5957-2024-11-54-63.

Введение

Реализация механизма поворотно-ударно действия (МПУД) предполагается при усовершенствовании ручного бурового или любого другого инструмента ударного действия. Принцип действия рабочих органов ударного действия незначительно отличаются друг от друга. Задача их усовершенствования определяется упрощением конструкции, расширением технологических возможностей существующих механизмов ударно-поворотного действия, так как эффективность бурения грунта ударным способом увеличивается при повороте рабочего органа, т.е., когда циклические удары по грунту наносятся под углом друг к другу.

Исследования поворотных устройств, проведенные по материалам патентных исследований, показали, что поворот рабочего органа (буровых коронок), расположенных на штанге, можно осуществлять с использованием различных физических эффектов:

– электромагнитного, когда поворот рабочего органа осуществляется при замыкании электрической цепи и переключением полюсов магнитов;

– пневматического, когда поворот рабочего органа осуществляется за счет энергии направленной струи сжатого воздуха на дополнительные «крыльчатки», расположенные на штанге;

– механического (приоритетного), когда для поворота рабочего органа используются силы трения.

Одним из вариантов исполнения механизма ударного действия является конструкция гидромолота, являющаяся одним из видов сменного рабочего оборудования экскаватора ЭО-3322Б, выпускаемого Тверском экскаваторным заводом ОАО «Тверской экскаватор», принципиальная схема которого показана на рис. 1.

В конструкции рассматриваемого гидромолота при разрушении грунта поршень (боек) 1, перемещаясь в корпусе 3 наносит периодические удары по рабочему органу, заставляя его внедряться в грунт. Ограничение движения рабочего органа осуществляется прорезью, в которую своими направляющими штырями (на схеме рис. 1 не показаны) входит шайба. Сам рабочий орган перемещается по направляющей отверстия, расположенного в нижней части корпуса 3.

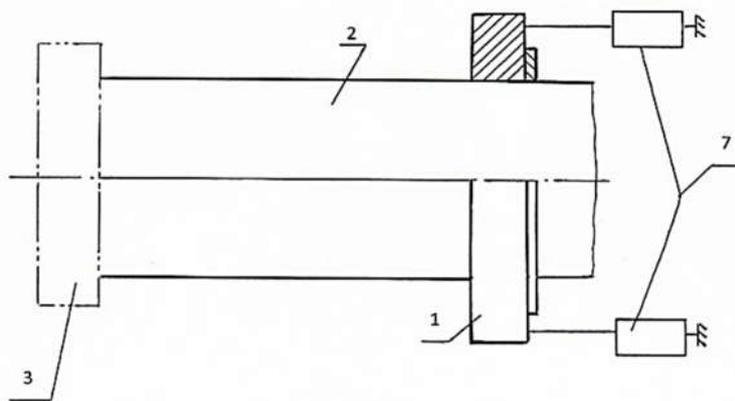


Рис. 1. Существующая конструкция МПУД (Тверской экскаваторный завод)
 Fig. 1. Existing design of MPUD (Tver Excavator Plant)

Известная конструкция ручного термомеханического инструмента (РТМИ) включают штангу 2 и смонтированную на ней поворотную муфту 1, совершающую

возвратно-поступательные движения относительно штанги 2, которые осуществляются при помощи привода 7 (рис. 2).

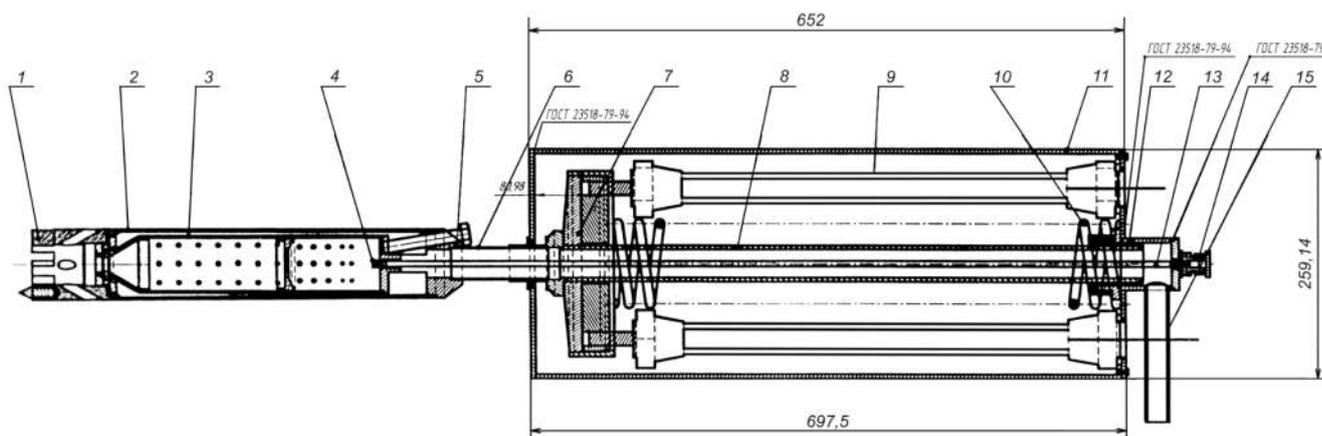


Рис. 2. Инструмент ручного термического бурения – РТМИ
 Fig. 2. Manual thermal drilling tools – RTMI

В качестве привода, здесь, как правило, используются пружины растяжения-сжатия, гидроцилиндры, пневмомускулы и т.п. Опускаясь в нижнюю точку, поворотная муфта 1 наносит удары по рабочему органу, сообщая ему энергию, которая передается разрабатываемой среде, разрушая ее.

Известно [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7], что процесс разрушения грунта будет протекать наиболее интенсивно, если при каждом последующем ударе о грунт, рабочий орган (коронка) будет поворачиваться на угол φ . Например, для гидромолота (пнев-

момолота) поворот должен осуществляться в нижней части корпуса, а в РТМИ – относительно направляющей штанги.

Анализ перспективных технических решений, показал, что существующие конструкции отличаются большим числом сопрягаемых деталей и высокой материалоемкостью из-за наличия дополнительных механизмов поворота рабочего органа.

Недостатком известных механизмов является то, что штанга может совершать только возвратно-поступательные движения без ее поворота относительно собственной оси.

Материалы, модели, эксперименты и методы.

Конструкция МПУД. В предлагаемой нами конструкции МПУД [8] (рис. 3)

поворот штанги осуществляется при перемещении по ней поворотной муфты 1.

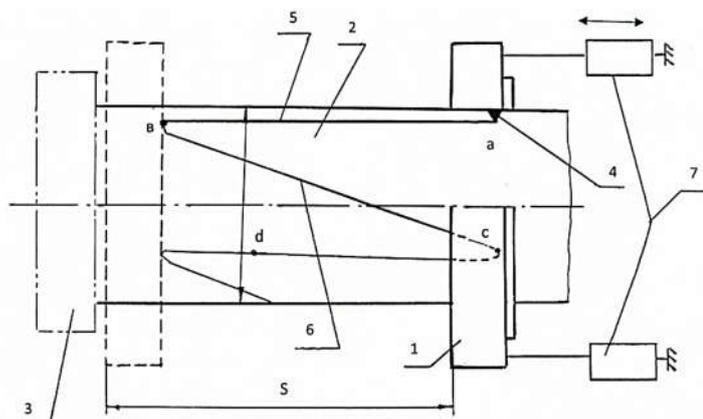


Рис. 3. МПУД предлагаемой конструкции
 Fig. 3. Turn-and-impact mechanism of the proposed design

С этой целью в верхней части муфты выполнен выступ 4, в виде тела вращения (цилиндра, конуса, сферы), который свободно входит в вырезанные на поверхности штанги чередующиеся вертикальные 5 и наклонные канавки 6. Канавки 6 и 5 сопряжены между собой дугообразными канавками. Глубина канавок должна быть не менее высоты выступа 4. Вертикальные,

наклонные и дугообразные канавки должны быть выполнены одной ширины и глубины. Высота расположения всех канавок по верхнему и нижнему уровню неизменна и равна длине хода S механизма, обеспечивающего перемещение поворотной муфты 1. Развертка штанги диаметром d_o с канавками показана на рис. 4.

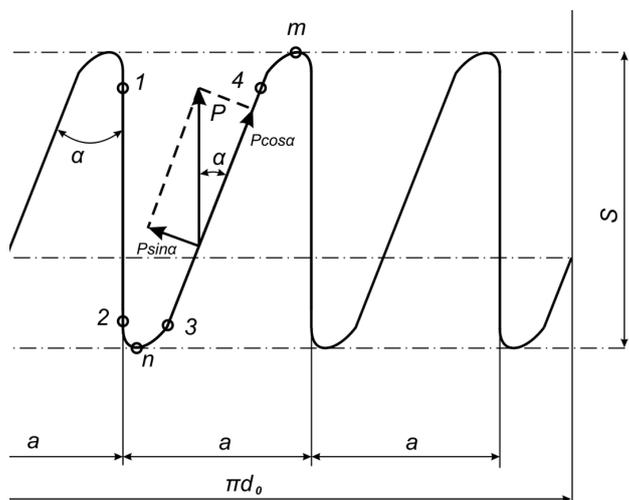


Рис. 4. Порядок выполнения канавок на развертке штанги
 Fig. 4. The procedure for making grooves on the boom reamer

Данное техническое решение подтверждено положительным решением на заявку 2002128948/03(030650) МПК 7 E21B1/12 от 23.10.2003 г.

Предлагаемый МУПД работает следующим образом (рис. 3, 4). Поворотная муфта 1, перемещаясь вниз в направлении удара для разрушения грунта, свободно скользит выступом 4 по вертикальной канавке 5 от точки 1 до точки n на длину,

равную длине хода приводного механизма 7. От точки n до точки m механизм привода движет поворотную муфту 1 в обратном направлении, перемещая ее по наклонной канавке 6 штанги 2. Учитывая, что приводной механизм 7 исключает вращательное движение муфты 1, то последняя, перемещаясь по наклонной канавке 6, заставляет за счет сил, возникающих между выступом 4 и боковыми стен-

ками наклонных канавок, поворачивает штангу на угол φ . На рис. 4. Исходя из разложения силы P , создаваемой механизмом привода, на составляющие видно, что для увеличения силы перемещения вдоль наклонной канавки их число должно быть максимально большим. В свою очередь это ведет к снижению усилия смятия $P \cdot \sin \varphi$ со стороны выступа 4 на боковые стенки наклонных канавок 6.

При чередовании вертикальных и наклонных канавок в порядке, представленном на рис. 4, механизм ударного действия будет являться механизмом ударно-поворотного действия. Для создания механизма поворотно-ударного действия, дви-

Результаты

Из построенной модели МПУД перемещения шайбы по канавкам видно, что число канавок n , выполненных на штанге, определяется углом ее поворота на угол φ по зависимости $n = 360^\circ / \varphi$. Тогда шаг a между соседними вертикальными канавками и угол α , образованный ими с наклонными канавками, можно определить из соотношений

$$a = l \varphi / 360^\circ = l / n = \pi d_o / n, \quad (1)$$

где $l = \pi d_o$ – длина окружности штанги в поперечном сечении (длина развертки штанги диаметром d); n – число канавок.

С другой стороны, очевидно (рис. 4), что $l = n a$. Тогда угол наклона канавок определим из соотношения

$$\alpha = \arctg \frac{l}{nS} = \arctg \frac{\pi d_o}{nS}. \quad (2)$$

Для выбора рациональных параметров размещения канавок на поверхности штанги, глубины канавок и ширины, рассмотрим взаимодействие конического выступа 4 поворотной муфты 1 с поверхностью штанги 2 для предлагаемого механизма поворотно-ударного действия.

Математическое описание процесса работы МУПД предлагаемой конструкции будем проводить исходя из взаимодействия выступа поворотной муфты с канавками. Учитывая сложность движения выступа по канавкам для определения математических законов, позволяющих оце-

нение поворотной муфты 1 вниз должно осуществляться по наклонным канавкам, а вверх – по вертикальным, т.е. в обратной последовательности.

В качестве механизма привода, как правило, используются пружины, гидроцилиндры или пневмомускулы, которые в силу своих конструктивных особенностей способны воспринимать нагрузки, направление которых совпадает с их осью симметрии. Применение предлагаемого механизма поворота позволяет исключить радиальные составляющие и внецентренное приложение внешних усилий, и случайный поворот штанги при наклонном расположении механизмов привода.

нить это движение, разобьем траекторию движения выступа на участки.

На вертикальном участке от точки 1 к точке 2 (рис. 4) происходит свободное скольжение выступа 4 по канавке 5 сверху вниз (рис. 5, б).

При положении выступа 4 в точке 2 происходит встреча рабочего органа бурового инструмента с грунтом.

Для получения уравнения движения выступа шайбы на участке 1–2, выберем направление оси x_1 , совпадающее с направлением движения шайбы. Уравнение движения выступа в канавке в этом случае будет иметь вид:

$$m\ddot{x}_1 + \xi\dot{x}_1 = \sum_{i=1}^3 F_{i_{x_1}} \quad (3)$$

где m – масса шайбы, кг; ξ – жесткость шайбы, Н/м.

На выступ, перемещающийся по направляющей, действуют следующие силы: сила тяжести шайбы – mg , сила, действующая со стороны механизма привода P и сила трения $F_{тр}$, возникающая на поверхности контакта между выступом и канавками. Сила трения $F_{тр}$ зависит от нормального давления выступа на стенки канавки N и коэффициента трения μ . Здесь ξ – коэффициент, учитывающий сопротивление перемещения выступа при его перемещении по канавке со скоростью v .

$$v = \frac{dx_1}{dt} = \dot{x}_1$$

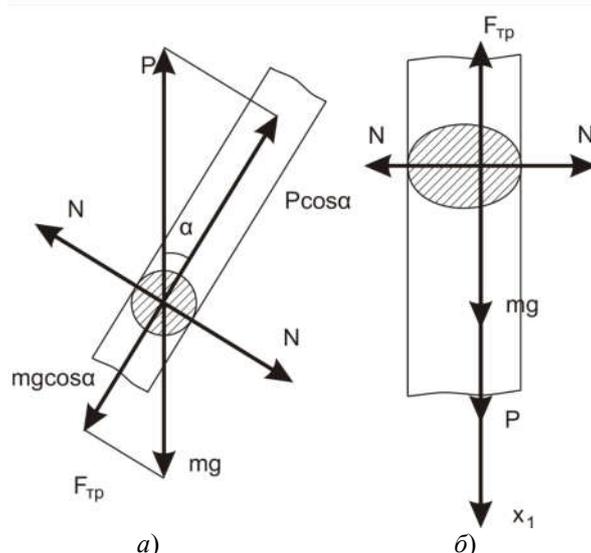


Рис. 5. Перемещение муфты по канавкам:
a – наклонной; *б* – вертикальной
 Fig. 5. Moving the coupling along the grooves
a – oblique; *b* – vertical

Используя принцип Даламбера, перепишем уравнение (3) с учетом действующих сил в виде:

$$m \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \xi \frac{dx_1}{dt} = P + mg - F_{\text{тр}}$$

или

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} + \frac{\xi}{m} \frac{dx_1}{dt} = \frac{P}{m} + g - \frac{F_{\text{тр}}}{m}. \quad (4)$$

Пусть $\frac{\xi}{m} = \beta^2$, тогда уравнение (4)

будет иметь вид:

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} + \beta^2 \frac{dx_1}{dt} = \frac{P}{m} + g - \frac{F_{\text{тр}}}{m}. \quad (5)$$

Решение дифференциального уравнения (5) будем искать в виде:

$$x_1 = \bar{x}_1 + x_1^*, \quad (6)$$

где \bar{x}_1 – общее решение дифференциального уравнения при следующих начальных условиях: при $t = 0$ величины $\bar{x}_1 = 0$, $\dot{\bar{x}}_1 = 0$. Откуда постоянные интегрирования равны 0. x_1^* – частное решение дифференциального уравнения.

Тогда, согласно [7] решение дифференциального уравнения (5) будет иметь только частную составляющую и будет иметь вид:

$$x_1 = \left(\frac{P}{m} + g - \frac{F_{\text{тр}}}{m} \right) \frac{t^2}{2}. \quad (7)$$

Скорость перемещения выступа на рассматриваемом участке равна:

$$v_{x_1} = \left(\frac{P}{m} + g - \frac{F_{\text{тр}}}{m} \right) t. \quad (8)$$

Очевидно, что сила трения $F_{\text{тр}}$ при перемещении по бойку является переменной величиной. Для определения характера ее изменения приведем выражение (7) к виду:

$$\frac{2x_1 m}{t^2} = P + mg - F_{\text{тр}}.$$

Откуда

$$F_{\text{тр}} = (P + mg) - \frac{2x_1}{t^2}. \quad (9)$$

Из выражения (9) видно, что сила трения при перемещении выступа по канавке является переменной величиной, которая уменьшается по мере продолжительности взаимодействия бойка с канавкой. Причиной этого является увеличение скорости перемещения поворотной шайбы по канавке. Данная зависимость подтверждается экспериментальными исследованиями [9] (снижение коэффициента трения при увеличении скорости скольжения).

Очевидно, что в момент времени $t = 0$ величина силы трения стремится к бесконечности, что соответствует состоянию покоя шайбы. Следовательно, для приведения ее в движение необходимо преодолеть трение покоя.

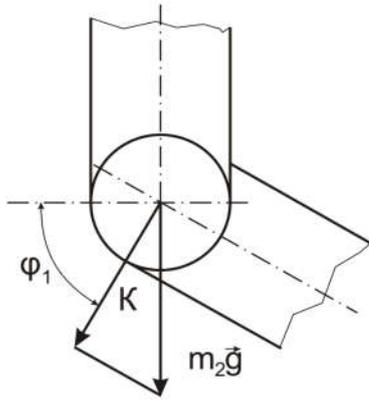


Рис. 8. Момент перехода с наклонного участка канавки на вертикальный участок
Fig. 8. Transition Moment from Sloping Groove to Vertical Groove

Для осуществления перемещения выступа шайбы в канавке на этом участке необходимо, чтобы соблюдалось неравенство:

$$F_{mp} < P \cos \varphi_1.$$

$$P^2 \sin^2 \varphi_1 + P^2 \cos^2 \alpha - 2P^2 \sin \varphi_1 \cdot \cos \alpha \cdot \cos \varphi_1 > P^2 \sin^2 \alpha + P^2 \cos^2 \varphi_1 - 2P^2 \sin \alpha \cdot \cos \varphi_1 \cdot \cos \alpha.$$

Преобразуем полученное выше выражение к виду:

$$\cos 2\alpha - \cos 2\varphi_1 > \sin 2\varphi_1 \cdot \cos \alpha - \sin 2\alpha \cdot \cos \varphi_1.$$

Откуда

$$(\cos 2\alpha - \cos 2\varphi_1) + \cos \alpha \cdot \cos \varphi_1 (\sin \alpha - \sin \varphi_1) > 0.$$

Используя формулы преобразования тригонометрических функций, представим полученную зависимость в виде:

$$2\sin(\alpha + \varphi_1) \cdot \sin(\varphi_1 - \alpha) + [\cos(\varphi_1 - \alpha) - \cos(\varphi_1 + \alpha)] \cos \frac{\alpha + \varphi_1}{2} \sin \frac{\varphi_1 - \alpha}{2} > 0. \quad (16)$$

В выражении (16) все слагаемые больше нуля, поэтому вся эта зависимость, в целом, больше нуля.

Учитывая сказанное, рассмотрим почленно составляющие неравенства (16):

$$\cos(\varphi_1 - \alpha) - \cos(\varphi_1 + \alpha) > 0.$$

Откуда

$$\cos \frac{\alpha + \varphi_1}{2} \sin \frac{\varphi_1 - \alpha}{2} > 0.$$

Эти неравенства справедливы, если угол наклона прямой, соединяющей точ-

ки O_1 и O_2 с осью вертикальной наклонной будет отвечать условию:

$$\varphi_1 > 0 \quad (17)$$

Тогда с учетом выражения (15), получим, что

$$\arctg \frac{1}{\mu} > \varphi_1 > \alpha. \quad (18)$$

Другими словами, полученное выражение (18) позволяет выявить соотношение между коэффициентом трения выступа по канавкам, углом наклона канавок и углом поворота МПУД.

Используя соотношение (14), преобразуем полученное выше неравенство к виду:

$$P \cos \varphi_1 > P \mu \sin \varphi_1$$

Откуда

$$\operatorname{tg} \varphi_1 < 1/\mu. \quad (15)$$

На этом участке

$$F_{тр} = P \sin \varphi_1 \mu. \quad (14)$$

Увеличенное изображение этого участка приведено на рис. 8. На нем видно, что для перехода с вертикальной канавки на наклонную направляющую канавку во избежание заклинивания выступа необходимо, чтобы между векторами составляющих сил, действующих на выступ, соблюдалось соотношение:

$$\vec{P} \cos \varphi_1 + \vec{P} \sin \alpha < \vec{P} \cos \alpha + \vec{P} \sin \varphi_1$$

Сумму этих векторов (рис. 8) определим из геометрических соотношений.

Выводы

В предлагаемой конструкции механизма поворотно-ударного действия проведенное моделирование кинематических и динамических особенностей его работы оценить и рассчитать соотношения различных параметров механизма поворотно-ударного действия в зависимости от величины коэффициента трения между контактирующими поверхностями, массы

ударника. Оценка траектории движения выступа механизма поворотно ударного действия позволила выявить особенности конструктивного исполнения направляющей штанги с ведением эксцентриситета, исключая блокировку выступа в момент перехода с вертикального направления на наклонное.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Зеленин А.Н., Баловнев В.И., Керов И.П. Машины для земляных работ. Москва: Машиностроение, 1975. 423 с.
2. Ветров Ю.А. Машины для земляных работ. – Киев: Вища школа, 1977. 326 с.
3. Емельянов В.И. и др. Техника и технология подготовки многолетнемерзлых грунтов к выемке. Москва: Недра, 1978. 279 с.
4. Машины для земляных работ / Н.Г. Гаркави и др. Москва: Высш. шк., 1982. 330 с.
5. Федоров Д.И. Рабочие органы землеройных машин. Москва: Машиностроение, 1977. 286 с.
6. Кахимов Б.А., Самохин М.С. Режущий буровой инструмент. Москва: Машиностроение, 1976. 168 с.

7. Растегаев И.К. Машины для вечномерзлых грунтов. Москва: Машиностроение, 1986. 216 с.
8. Положительное решение на заявку 2002128948/03(030650) МПК 7 E21B1/12 от 23.10.2003 /Сладкова Л.А., Петров А.Н., Артюх Н.В., Сладков В.А., Петров В.А., Федосеев В.В. заявлено 29.10.2022.
9. Справочник по триботехнике: В 3-х т. Т.1. / Под ред. М.Хебды, А.В.Чичинадзе. Москва: Машиностроение, 1990. – 416 с.
10. Енохович А.С. Справочник по физике и технике. Москва: Просвещение, 1989. 224 с.
11. Выгодский Н.Я. Справочник по высшей математике. Москва: Наука, 1966. 872 с.

REFERENCES

1. Zelenin AN, Balovnev VI, Kerov IP. Machines for excavation. Moscow: Mashinostroenie; 1975.
2. Vetrov YuA. Machines for excavation. Kiev: Vishcha Shkola; 1977.
3. Yemelyanov VI. Technique and technology of preparing permafrost soils for excavation. Moscow: Nedra; 1978.
4. Garkavi NG. Machines for excavation. Moscow: Vishchaya Shkola; 1982.
5. Fedorov DI. Working bodies of earthmoving machines. Moscow: Mashinostroenie; 1977.
6. Kakhimov BA, Samokhin MS. Cutting drilling tools. Moscow: Mashinostroenie; 1976.
7. Rastegaev IK. Machines for permafrost soils. Moscow: Mashinostroenie; 1986.

8. Sladkova LA, Petrov AN, Artyukh NV, Sladkov VA, Petrov VA, Fedoseev VV. A positive decision on the application for the patent 2002128948/03(030650) МПК 7 E21B1/12. 2022 Nov 29.
9. Hebda M, Chichinadze AV, editors. Handbook of tribo-engineering. Moscow: Mashinostroenie; 1990.
10. Enokhovich AS. Handbook of physics and technology. Moscow: Prosveshchenie; 1989.
11. Vygodsky NYa. Handbook of higher mathematics. Moscow: Nauka; 1966.

Информация об авторах:

Сладкова Любовь Александровна – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)), тел.+7(965) 377-93-89.

Скрипников Дмитрий Иванович – аспирант кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)), тел.+7(926) 615-64-51.

Sladkova Lyubov Aleksandrovna – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Ground Transport and Technological

Means at Russian University of Transport (RUT (MIIT)); phone: +7(965) 377-93-89.

**Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.**

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.

Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 30.09.2024; одобрена после рецензирования 24.10.2024; принята к публикации 28.10.2024. Рецензент – Антипин Д.Я., кандидат технических наук, доцент кафедры «Подвижной состав железных дорог», директор учебно-научного института транспорта Брянского государственного технического университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 30.09.2024; approved after review on 24.10.2024; accepted for publication on 28.10.2024. The reviewer is Antipin D.Ya., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Railway Rolling Stock, Director of the Educational and Scientific Institute of Transport at Bryansk State Technical University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.