

УДК 622.233.05  
DOI: 10.25206/1813-8225-2025-193-5-12  
EDN: VLYDAR

Л. А. СЛАДКОВА  
Д. И. СКИПНИКОВ

Российский университет транспорта,  
г. Москва

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТНО-УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

Современные механизмы ударно-поворотного действия для разрушения прочных и мерзлых грунтов имеют громоздкую и сложную конструкцию. Разработка методики усовершенствования конструкции механизма поворотно-ударного действия позволяет решить задачу снижения энергоемкости процесса разрушения грунта. Алгоритм определения геометрических параметров механизма поворотно-ударного действия научно обоснован исходя из анализа состояния вопроса современных технических решений буровых установок и физических основ взаимодействия бурового инструмента с грунтом различных категорий трудности разработки. При проведении теоретических и экспериментальных исследований были использованы: аналитический метод с привлечением средств современной вычислительной техники, фундаментальные положения теоретической механики, теории прочности. Научная новизна работы заключается в теоретически и экспериментально подтвержденной методике выбора основных конструктивных параметров принципиально нового механизма поворотно-ударного действия (патент № 2232858 РФ) в зависимости от типов буровой коронки. Предложенная методика оценки прочностных характеристик элементов конструкции позволяет определить величину усилия неразрушения  $P$  конструкции механизма поворотно-ударного действия для обеспечения безопасного удара по основанию канавки в процессе работы бурового инструмента.

**Ключевые слова:** методика расчета, параметры, конструкция, механизм поворотно-ударного действия, прочность, взаимодействие с грунтом.

**Введение.** Из техники, применяемой для проходки скважин при добыче полезных ископаемых, шпуров при закладке взрывчатых веществ на взрывных работах, разработке скальных грунтов, видно, что машины и механизмы, используемые для этих целей по принципу действия, подразделяются на вращательные, ударно-вращательные, вращательно-ударные, ударные и комбинированные (пневмоударные, виброударные и т.п.) [1–4]. Механизмы ударного действия буровых машин отечественного производства, приведенные в указанных источниках литературы морально устарели и на производстве заменены машинами производства Китая, Германии, Канады и США.

Основными недостатками чисто ударного бурения является малая производительность и ограни-

ченность глубины. При ударно-вращательном бурении рабочий орган, внедрившись в грунт, образует выемку на поверхности грунта во время подъема снаряда, так как при повороте следующая выемка образуется под углом к первой. Процесс разрушения грунта механизмом поворотно-ударного действия поворот рабочего органа в грунте требует дополнительных усилий сдвига грунта. В механизме поворотно-ударного действия в начале будет происходить скол грунта и его диспергирование при повороте и, при правильном подборе отношение энергии, затрачиваемой на удар и выбор рационального угла поворота снаряда, значительно снизится энергоемкость процесса копания.

Сказанное выше из условий импортозамещения требует создания новых конструкций буровых

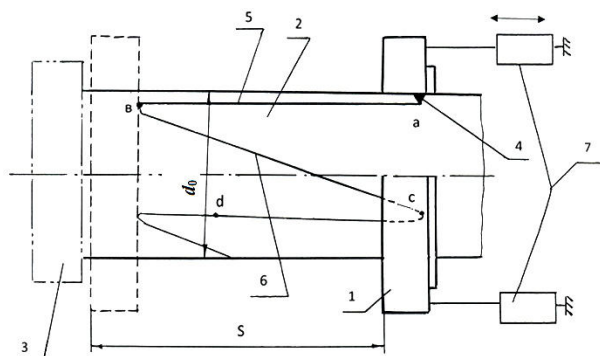


Рис. 1. Механизм ударно-поворотного действия [5]

механизмов. Разработанный авторами механизм поворотно-ударного бурения [5] может найти широкое применение в горнодобывающей и угольной промышленности, при выполнении ремонтных работ по содержанию дорог, при проходке шпуров и скважин в процессе добычи полезных ископаемых, а также в промышленном и гражданском строительстве. Также очевидно использование предлагаемой конструкции механизма поворотно-ударного действия и при выполнении военно-строительных работ.

**Цель исследования.** Разработка научно-обоснованной методики проведения теоретических исследований выбора и расчета рациональных параметров поворотной шайбы усовершенствованной конструкции предлагаемого механизма поворотного ударного действия.

**Основная часть.** В предлагаемой конструкции механизма поворотно-ударного действия (рис. 1) [5] поворот штанги 2 (диаметр  $d_0$ ) бурового станка осуществляется за счет перемещения по ней поворотной муфты 1, на внутренней части которой выполнен выступ 4 диаметром  $d$ , который свободно входит в вырезанные на поверхности штанги чередующиеся вертикальные 5 и наклонные канавки 6, которые сопряжены между собой дугообразными канавками. Очевидно, что для обеспечения работоспособности конструкции глубина канавок должна быть не менее длины высоты выступа 4, а их ширина — соответствовать диаметру  $d$ . Все канавки (вертикальные, наклонные и дугообразные) должны быть выполнены одной ширины и глубины. Перемещение поворотной муфты 1 по штанге 2 осуществляется за счет механизма передвижения 7 (гидроили пневмоцилиндров, реечного зацепления и т.п.).

При этом высота расположения всех канавок по верхнему и нижнему уровню штанги 2 диаметром  $d$  неизменна и равна длине хода  $S$  механизма 7, обеспечивающего перемещение поворотной муфты 1.

Проведенные теоретические исследования показали, что изменения геометрических параметров механизма поворотно-ударного действия определяются изменением коэффициента трения скольжения  $\mu$  при перемещении выступа поворотной муфты по направляющей, диаметров муфты  $d_0$  и выступа  $d$ , а также длины хода  $S$  механизма из условия исключения заклинивания при выбегании выступа с одного участка канавок на другой по зависимости:

$$\frac{d}{d_0} \operatorname{tg} \left( \operatorname{arctg} \frac{\pi d_0}{nS} + \operatorname{arctg} \mu \right) \leq 1. \quad (1)$$

Здесь  $n$  — число канавок.

При этом должно соблюдаться соотношение:

$$y = \sqrt{\frac{S}{d}} = \frac{4\mu\sqrt{n} \pm \sqrt{16\mu^2 n + 4\pi n}}{2n}. \quad (2)$$

После преобразований получаем

$$y = \left(2\mu + \sqrt{4\mu^2 + \pi}\right) \frac{2}{\sqrt{n}}. \quad (3)$$

Ниже приведем алгоритм определения параметров механизма поворотно-ударного действия.

1. Задаем коэффициентом трения  $\mu \in [0,03 \dots 0,09]$ .

2. Определяем соотношение между длиной хода поворотной шайбы  $S$ , числом канавок  $n$  и диаметром выступа  $d$  по зависимости (3).

3. Определяем диаметр штока  $d_0$  по формуле из условия, что величина  $y = nS$  по формуле

$$d_0 = \frac{(y - \pi) - \sqrt{(y - \pi)^2 - 16y\mu^2}}{2\pi\mu}. \quad (4)$$

4. Определяем диаметр выступа по формуле:

$$d = d_0 \frac{(y - \pi) - \sqrt{(y - \pi)^2 - 16y\pi\mu^2}}{2y\mu} . \quad (5)$$

5. Определяем произведение  $nS$

$$nS = dV.$$

6. Определим угол наклона канавок (рис. 1) по зависимости

$$\alpha = \arctg \frac{\pi d_0}{nS}. \quad (6)$$

7. Определим угол поворота штанги  $\varphi$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{1}{\mu}. \quad (7)$$

Предлагаемый алгоритм определения геометрических параметров механизма поворотно-ударного действия позволяет широко использовать вычислительную технику.

Для выбора углов поворота штанги  $\varphi$  в зависимости от коэффициента трения  $\mu$  построена номограмма (рис. 2).

Учитывая, что число зубьев  $N$  на коронке бура равно трем или пяти [1–4, 6], оценим рациональное число канавок  $n$ , которое необходимо выполнить на направляющей штанге. Для этого воспользуемся геометрической интерпретацией взаимодействия рабочего органа с грунтом при ударе [7–11] (рис. 3), на котором показана связь числа зубьев коронки  $N$  с числом канавок  $n$ .

На рис. 3 окружностью изображен след буровой коронки, а нанесенные точки на этой окружности показывают положение зубьев коронки [7, 10, 12, 13] при взаимодействии рабочего органа бура с грунтом. Точкам «0» соответствует положение зубьев коронки в момент первого удара, далее точками «1», «2», ... , отмечены точки последующих ударов, происходящих при повороте штанги.

Очевидно, что при одном ударе расстояние  $S$  между соседними сколами будет равно:

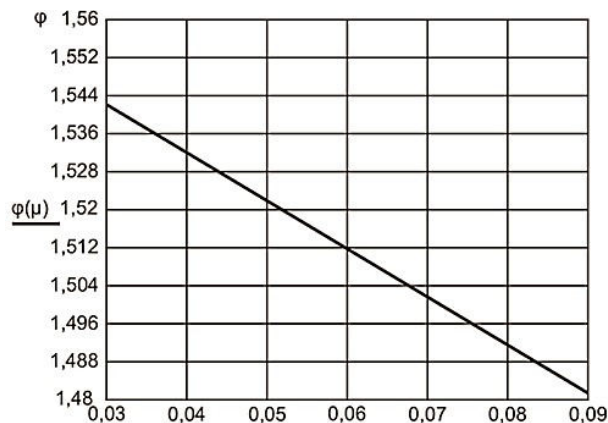


Рис. 2. Изменение угла поворота штанги  $\varphi$  в зависимости от коэффициента трения

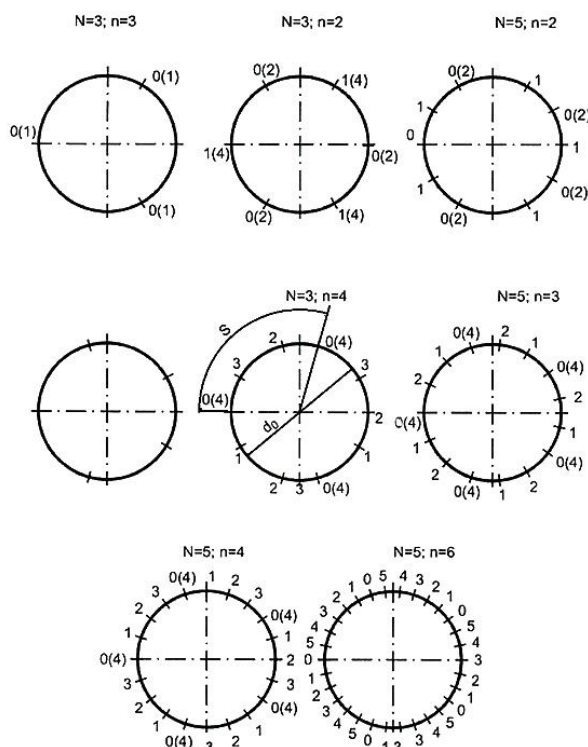


Рис. 3. Геометрическая интерпретация взаимодействия рабочего органа с грунтом при ударе

$$S = \frac{\pi d_0}{N}, \quad (8)$$

где  $N$  — число зубьев на коронке рабочего органа;  $d_0$  — диаметр штанги, м.

Причем число канавок  $n$  соответствует частоте ударов бурового инструмента по грунту.

Рассмотрим процесс разрушения грунта коронками при повороте рабочего органа при различном числе зубьев на коронке. На рис. 3 видно, что изготовление одной канавки нецелесообразно при любом числе зубьев, так как при повороте рабочего органа точки нанесения ударов зубьями будут совпадать. (Здесь под одной канавкой понимается возможность одного поворота направляющей штанги.)

Рассмотрим процесс разрушения грунта коронкой, снабженной тремя зубьями (рис. 3а, в, д), т.е.  $N = 3$ .

Очевидно, что под одной вертикальной канавкой, выполненной на штанге, понимается возможность нанесения одного удара по грунту и последующего поворота штанги на угол  $\varphi$ . Таким образом, видно, что выполнение на штанге одной канавки нецелесообразно, так как точки ударов, нанесенные зубьями, будут накладываться друг на друга. При наличии двух канавок (рис. 3а) попадание зубьев в определенные точки грунта будут дублироваться через 2 удара. Наличие трех канавок при трех зубьях (рис. 3в) нерационально, так как удары при поворотах буровой штанги будут приходиться в одни и те же точки разрабатываемой поверхности, т.е. будут накладываться друг на друга, что нецелесообразно. При наличии четырех канавок повторный удар в исходную точку «0» будет происходить через 3 удара.

При наличии пяти зубьев при  $N = 5$  (рис. 3г, д, е, ж, з).

При наличии числа зубьев на коронке, равного пяти и двум канавкам, повторный удар в точку «0» будет повторяться через один удар, при трех канавках — через два удара, при четырех — через три удара, при пяти — через ноль ударов, при шести — через 5 ударов.

Учитывая условия разрушения грунта сколом [8, 10, 13] видно, число канавок в свою очередь  $n$  зависит от расстояния скола  $l = 2b$ , т.е. расстояния между зубьями и соседними ударами, которое определим по зависимости. Здесь  $b$  — ширина одного зуба, м.

Для определения числа канавок рационально воспользоваться зависимостью:

$$n = \frac{S_0}{l} = \frac{\pi d_0}{Nl}.$$

С учетом зависимости, по которой определяется скол, число канавок будет равно:

$$n = \frac{\pi d_0}{2Nb}. \quad (9)$$

Исследование рационального изготовления числа канавок  $n$  в зависимости от диаметра бура  $d_0$  и числа зубьев на нем  $N$  приведено в табл. 1.

В табл. 1 видно, что при увеличении диаметра буровой коронки число канавок должно увеличиваться, а при увеличении числа зубьев число канавок снижается.

Однако при наличии пяти зубьев на буровой коронке при ее диаметре менее 60 мм усовершенствование механизма ударного действия предлагаемым способом нецелесообразно, что было обосновано выше. Следовательно, наличие пяти зубьев не требует поворота рабочего органа при прокладке шпуров диаметром до 50 мм и число канавок должно быть не более четырех.

Таким образом, при частоте ударов 2 Гц разрушение (скол) грунта будет происходить за 2...4 поворота поворотной штанги бурового инструмента по кольцевой поверхности.

Проведенные теоретические исследования позволили определить рациональное размещение канавок на штанге и найти функциональные зависимости между геометрическими параметрами бурового инструмента, а также связь этих параметров с усилиями ударов в нижних (верхних) точках канавок, выполненных на штанге.

Таблица 1

Рекомендуемое число канавок  $n$  на штанге \*) в зависимости от диаметра бура  $d_0$  и числа зубьев на нем  $N$

| Число зубьев, $N$ | Диаметр буровой коронки, $d_0$ , мм |      |      |     |      |
|-------------------|-------------------------------------|------|------|-----|------|
|                   | 40                                  | 60   | 80   | 100 | 120  |
| 3                 | 1,4                                 | 2,1  | 2,8  | 3,5 | 4,2  |
| 5                 | 0,84                                | 1,26 | 1,68 | 2,1 | 3,52 |

\*) Полученные значения округляем до ближайшего целого значения из стандартного ряда целых чисел

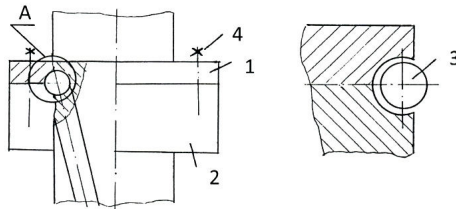


Рис. 4. Конструкция поворотной шайбы механизма поворотно-ударного действия

Рассмотрим конструкцию поворотной шайбы механизма поворотно-ударного действия, выполненную с выступом и предполагаемую технологию ее изготовления. Учитывая значительные нагрузки, приходящиеся на выступ, очевидно, что он будет подвергаться не только интенсивному изнашиванию, но и деформациям (смятию) в процессе эксплуатации, что требует его периодической замены. Если выступ выполнить заодно с шайбой, как единое целое, то износ выступа приведет к замене всей шайбы. Это, в свою очередь, связано со значительными материальными затратами. Поэтому поворотную шайбу предлагается выполнять в виде сборочной единицы (рис. 4).

Предлагаемая конструкция поворотной шайбы включает в себя корпус 1, соединенный с крышкой 2 посредством крепежных элементов (шпилек) 4. В специальную проточку, выполненную совместно в корпусе 1 и крышке 2, вставляется выступ 3, имеющий возможность вращения относительно собственной центральной оси, что позволит снизить трение между выступом и поверхностью канавки, а следовательно, и срок службы шайбы.

Для изготовления конструкции механизма поворота воспользуемся предлагаемым выше алгоритмом.

Учитывая, что коэффициент трения покоя во многом определяется шероховатостью поверхности, в первую очередь при изготовлении поворотной шайбы зададимся, например, шероховатостью  $R_z$  1,6. Величине этой шероховатости соответствует коэффициент трения  $\mu = 0,35$ .

Пусть частота ударов  $\nu$  рабочего органа бура равна 2 Гц. Следовательно, на поверхности направляющей штанги необходимо в соответствии с зависимостями, предлагаемыми в алгоритме, выполнить две канавки, т.е.  $N = 2$ . При этом длина хода штока  $S = 55$  мм.

Используя алгоритм для определения параметров модели механизма поворота, произведем вычисления параметров механизма поворотно-ударного действия предлагаемой конструкции.

$$y = 4 \cdot (2 \cdot 0,035 + \sqrt{4 \cdot 0,035 + 3,14})^2 = 14,15 ;$$

Таблица 2

Расчетные значения параметров модели механизма поворотно-ударного действия

| Наименование                  | Обозначение | Ед. изм. | Значения  |          |
|-------------------------------|-------------|----------|-----------|----------|
|                               |             |          | Расчетные | Уточнен. |
| Число канавок                 | $n$         | —        | 2         |          |
| Диаметр штока                 | $d_0$       | мм       | 57,32     |          |
| Угол наклона канавок          | $\alpha$    | град     | 60,81     |          |
| Угол наклона перехода «выбег» | $\varphi_1$ | град     | 88,00     |          |
| Коэффициент трения            | $\mu$       | —        | 0,035     |          |
| Шероховатость                 | $R_z$       | —        | 1,6       |          |
| Ход штока                     | $S$         | мм       | 50        |          |
| Эксцентриситет                | $e$         | мм       | 5,7       |          |
| Ширина канавки                | $d$         | мм       | 71        |          |

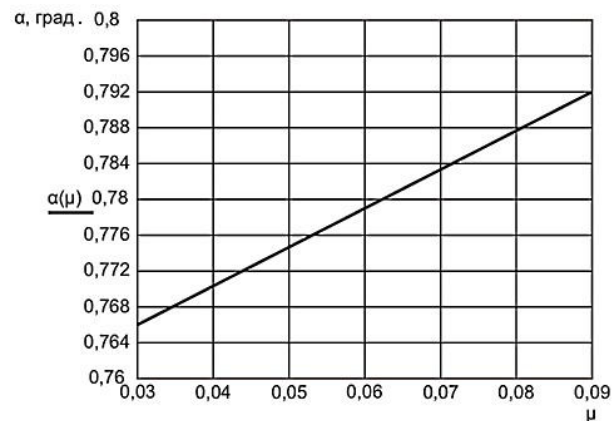


Рис. 5. Изменение угла наклона канавок  $\alpha$  в зависимости от коэффициента трения

$$d_0 = \frac{-\sqrt{(14,15 - 3,14)^2 - 16 \cdot 14,05 \cdot 0,035^2}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,035} = 0,05732 - 57,32 \text{ мм};$$

$$d = \frac{2 \cdot 0,05}{14,15} = 0,071 \text{ мм};$$

$$\alpha = \arctg \frac{3,14 \cdot 0,05732}{2 \cdot 0,05} = \arctg 1,7898 = 60,81^\circ;$$



Рис. 6. Модель механизма ударно-поворотного действия: 1 — шайба; 2 — штанга (справа показана штанга с канавками); 3 — направляющие канавки

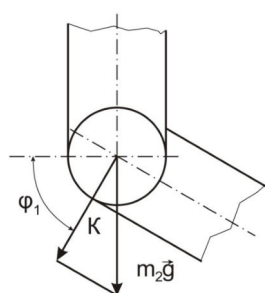


Рис. 7. Момент перехода с наклонного участка канавки на вертикальный участок

$$\varphi_1 = \arctg \frac{1}{\mu} = \arctg \frac{1}{0,035} = 88^\circ.$$

Расчетные значения занесем в табл. 2.

На рис. 5 приведен график, позволяющий выбрать коэффициент трения  $\mu$  в зависимости от угла наклона канавок  $\alpha$  и в соответствии с этим назначать шероховатость поверхности при обработке поверхностей канавки и выступа  $R_z$ .

На основании проведенных теоретических исследований по определению параметров механизма ударно-поворотного действия была изготовлена геометрически подобная модель (рис. 6), подтверждающая работоспособность данного предложения.

На рис. 7 приведен эскиз элемента канавки на поворотной штанге, находящейся в нижней точке при опускании по ней поворотной муфты.

Исследуем изменение нагрузки при опускании (подъеме) поворотной муфты в нижнюю (верхнюю) точку канавки в процессе перемещения по ней [14–16].

Очевидно, что в процессе работы удар будет происходить в точке К, которая является точкой контакта выступа с поверхностью основания канавки. При этом энергия удара будет равна:

$$(P + mg)h = \frac{mv^2}{2}, \quad (10)$$

где  $P$  — усилие на приводном механизме (гидроцилиндре, пневмомускулах и пр.), Н;  $m$  — масса на-

правляющей штанги, кг;  $h$  — высота падения направляющей шайбы (ход штока гидроцилиндра), м;  $v$  — скорость перемещения направляющей шайбы, м/с.

Удар в поставленной задаче будем рассматривать как результат контактирования в точках 1 и 2 (рис. 1).

Из условия перемещения муфты, участвующей в возвратно-поступательном движении, видно, что скорость тела (поворотной муфты) в точке 2 должна быть равна нулю. Это обусловлено тем, что скорость шайбы в этой точке была равна нулю, т.е.  $P = 0$ .

Закон сохранения энергии в точке К в рассматриваемых условиях будет иметь вид:

$$\frac{mv^2}{2} + \frac{\left(m_2 + \frac{P}{g}\right)v^2}{2} = \left(m + m_2 + \frac{P}{g}\right)\frac{v^2}{2}, \quad (11)$$

где  $v_K$  — скорость выступа шайбы (шайбы) в точке К.

Из зависимости (11) следует, что скорость тела в точке К будет равна:

$$v_K = v \sqrt{\frac{m}{m + m_2 + \frac{P}{g}}}. \quad (12)$$

Разделив полученное выражение на  $m$ , получим:

$$v_K = v \sqrt{\frac{m}{m + \frac{m_2}{m} + \frac{P}{mg}}}. \quad (13)$$

Исследуем полученное выше выражение (13). Очевидно, что масса  $m_2 \ll m$  и величина  $\frac{P}{g} \approx m$ , тогда скорость перемещения выступа шайбы будет равна:

$$v_K = \frac{v}{\sqrt{2}}. \quad (14)$$

С другой стороны, величина усилия удара в точке К равна:

$$(P + m_2g)\sin\varphi_2.$$

Работу  $A$  удара в нижней (верхней) точках канавок определим по зависимости:

$$\frac{\left(m_2 + \frac{P}{g}\right)\sin\varphi_1(v_K \sin\varphi_1)^2}{2} = A,$$

откуда

$$A = \frac{\left(m_2 + \frac{P}{g}\right)\sin^3\varphi_1 v_K^2}{2}. \quad (15)$$

Величина работы, полученная по зависимости (15), не должна превышать величины ударной вязкости материала поворотной штанги  $a_n$ , т.е. в этом случае должно выполняться условие:

$$\frac{\left(m_2 + \frac{P}{g}\right) \sin^3 \varphi_1 v_k^2}{2} \leq [a_H] \quad (16)$$

Откуда

$$P \leq \frac{g[a_H]}{v_k^2 \sin^3 \varphi_1} - m_2 g. \quad (17)$$

Из полученного выражения (17) определим величину усилия  $P$ , необходимого для обеспечения безопасного удара по основанию канавки в процессе работы бурового инструмента.

**Заключение.** На основании проведенных теоретических исследований предложена методика выбора геометрических параметров усовершенствованной конструкции механизма поворотно-ударного действия, обеспечивающих ее работоспособность, что было подтверждено при создании геометрически подобной модели. Предложенный алгоритм определения параметров механизма поворотно-ударного действия построен с учетом размеров существующих буровых штанг (диаметр  $d_0$ ) и трения, возникающего между выступом и канавкой, что свидетельствует о незначительных затратах на модернизацию имеющихся в наличии буровых станков отечественного производства.

Выбор рационального числа вертикальных канавок на поверхности буровой штанги был проведен исходя из анализа состояния вопроса современных технических решений при выборе коронок буровых установок с рекомендуемым числом зубьев на основе процессов взаимодействия бурового инструмента с грунтом различных категорий трудности разработки. Предлагаемые номограммы позволяют проводить корреляцию числа канавок в зависимости от материалов на контактирующих в процессе работы элементов конструкции механизма ударно-поворотного действия.

Предложенная конструкция поворотной шайбы отличается хорошими эксплуатационными характеристиками благодаря быстрой замене выступа, перемещающегося по канавкам.

При проведении теоретических исследований предложена методика оценки прочностных характеристик элементов конструкции, позволяющая определить величину усилия неразрушения  $P$  конструкции механизма поворотно-ударного действия для обеспечения безопасного удара по основанию канавки в процессе работы бурового инструмента.

Очевидно, что методика расчета параметров механизма поворотно-ударного бурения существенно отличается от методик расчета, предлагаемых в работах [17] и [18], исходя из особенностей принятого конструктивного решения.

#### Список источников

1. Анисимов В. С., Макушкин Д. О., Каган И. А. Самоходные буровые-крановые машины. Москва: Высшая школа, 1982. 208 с.
2. Дмитриев Н. В., Зуйков А. И., Герасимов В. А. Горные и взрывные работы в энергетическом строительстве. Москва: Недра, 1992. 287 с. ISBN 5-247-02717-5.
3. Исследование машин для свайных и буровых работ: сб. науч. тр. / ВНИИ Транспортного строительства; Под ред. А. С. Головачева. Москва: Транспорт, 1987. 151 с.
4. Растегаев И. К. Машины для вечномерзлых грунтов. Москва: Машиностроение, 1986. 216 с.

5. Пат. 2232858 Российская Федерация, МПК E21B 1/12. Механизм ударного действия / Сладкова Л. А., Петров А. Н., Артюх Н. В., Сладков В. А., Петров В. А., Федосеев В. В. № 2002128948; заявл. от 29.10.2002; опубл. 20.07.2004, Бюл. № 20.

6. Чеченков М. С. Современные способы разработки прочных грунтов. Ленинград: Стройиздат, 1980. 125 с.

7. Растегаев И. К. Технология и механизация работ по строительству свайных фундаментов на вечномерзлых грунтах. Ленинград: Стройиздат, 1980. 128 с.

8. Жуков И. А. Научно-методические основы определения физико-механических свойств горной породы при исследовании разрушения хрупких сред ударом // Научные технологии разработки и использования минеральных ресурсов: сб. науч. ст. Новокузнецк, Сиб. гос. индустр. ун-т, 2009. С. 96–100.

9. Доброборский Б. С. Теоретический анализ работы ударного механизма пневматического молотка системы «корпус-ударник» // Современные проблемы науки и образования. 2014. № 4. EDN: STRNBB. URL: <https://science-education.ru/ru/article/view?id=13930> (дата обращения: 23.09.2024).

10. Зеленин А. Н., Баловнев В. И., Керов И. П. Машины для земляных работ. Москва: Машиностроение, 1975. 423 с.

11. Недорезов И. А. Прогрессивные методы разработки мерзлых грунтов. Москва: Транспорт, 1969. 45 с.

12. Кахимов Б. А., Самохин М. С. Режущий буровой инструмент (расчет и проектирование). Москва: Машиностроение, 1976. 168 с.

13. Алексеева Т. В., Артемьев К. Дорожные машины. Часть 1. Машины для земляных работ. Москва: Машиностроение, 1972. 504 с.

14. Иванов М. Н. Детали машин. Москва: Высшая школа, 1991. 385 с.

15. Справочник машиностроителя / под ред. Н. С. Ачеркана. В 6 т. Москва: Машгиз, 1963. Т. 1. 592 с.

16. Енохович А. С. Справочник по физике и технике. Москва: Просвещение, 1989. 224 с.

17. Склорова А. А. Исследование влияния конструктивных параметров на область рационального применения машины горизонтально направленного бурения в заданной системе ограничений // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. 2024. № 24. С. 68–73. DOI: 10.26160/2658-3305-2024-24-68-73. EDN: YOQVOG.

18. Мартюченко И. Г., Зенин М. И. Взаимодействие винтовой лопасти бурового инструмента с мерзлым грунтом // Вестник СибАДИ. 2020. Т. 17, № 2 (72). С. 162–171. DOI: 10.26518/2071-7296-2020-17-2-162-171. EDN: BNAWTO.

**СЛАДКОВА Любовь Александровна**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства» Российского университета транспорта (РУТ), г. Москва.

SPIN-код: 9088-6547

AuthorID (РИНЦ): 1024368

ORCID: 0009-0008-6786-0386

AuthorID (SCOPUS): 6128880

Адрес для переписки: rich.cat2012@yandex.ru

**СКРИПНИКОВ Дмитрий Иванович**, аспирант кафедры «Наземные транспортно-технологические средства» РУТ, г. Москва.

Адрес для переписки: dimaskrip@mail.ru

#### Для цитирования

Сладкова Л. А., Скрипников Д. И. Методика расчета параметров механизма поворотно-ударного действия // Омский научный вестник. 2025. № 1 (193). С. 5–12. DOI: 10.25206/1813-8225-2025-193-5-12. EDN: VLVDAR.

Статья поступила в редакцию 23.09.2024 г.

© Л. А. Сладкова, Д. И. Скрипников

## METHOD FOR CALCULATING THE PARAMETERS OF THE ROTARY-IMPACT MECHANISM

Modern rotary-impact mechanisms for the destruction of solid and frozen soils have a bulky and complex design. The development of a method for improving the rotary-impact mechanism construction allows solving the problem of reducing the energy intensity of the soil destruction process. The algorithm of the geometrical parameters determination of the rotary-impact mechanism is scientifically substantiated on the basis of the modern technical solutions' analysis of drilling rigs and physical bases of the drilling tool interaction with the soils of various difficulty categories. An analytical method with the use of modern computer technology, fundamental provisions of theoretical mechanics and strength theory are applied in theoretical and experimental research. The scientific innovation of the research involves a theoretically and experimentally verified method of basic engineering parameters selection for a fundamentally new rotary-impact mechanism (patent No. 2232858 of the Russian Federation) depending on the drill bit types. The proposed method for evaluating the resistance features of structural elements allows determining the P value of the non-destruction force to provide a safe impact on the groove base during drilling tool operations.

**Keywords:** calculation method, parameters, structure, rotary-impact mechanism, strength, soil interaction.

### References

1. Anisimov V. S., Makushkin D. O., Kagan I. L. Samokhodnyye buril'no-kranovyye mashiny [Self-propelled drilling and crane machines]. Moscow, 1982. 208 p. (In Russ.).
2. Dmitriyev N. V., Zuykov A. I., Gerasimov V. A. Gornyye i vzryvnyye raboty v energeticheskom stroitel'stve [Mining and blasting works in energy construction]. Moscow, 1992. 287 p. (In Russ.).
3. Issledovaniye mashin dlya svaynykh i burovnykh rabot [Research of machines for piling and drilling operations] / Ed. by A. S. Golovachev. Moscow, 1987. 151 p. (In Russ.).
4. Rastegayev I. K. Mashiny dlya vechnomerzlykh gruntov [Machines for permafrost soils]. Moscow, 1986. 216 p. (In Russ.).
5. Patent 2232858 Russian Federation, IPC E21B 1/12. Mekhanizm udarnogo deystviya [Percussion mechanism] / Sladkova L. A., Petrov A. N., Artyukh N. V., Sladkov V. A., Petrov V. A., Fedoseyev V. V. No. 2002128948. (In Russ.).
6. Chechenkov M. S. Sovremennyye sposoby razrabotki prochnykh gruntov [Modern methods of strong soil excavation]. Leningrad, 1980. 125 p. (In Russ.).
7. Rastegayev I. K. Tekhnologiya i mekhanizatsiya rabot po stroitel'stvu svaynykh fundamentov na vechnomerzlykh gruntakh [Technology and mechanisation of construction of pile foundations on permafrost soils]. Leningrad, 1980. 128 p. (In Russ.).
8. Zhukov I. A. Nauchno-metodicheskiye osnovy opredeleniya fiziko-mekhanicheskikh svoystv gornoy porody pri issledovanii razrusheniya khрупkikh sred udarom [Scientific and methodological basis for determining physical and mechanical properties of rocks in the investigation of brittle fracture by impact]. Naukoyemkiye tekhnologii razrabotki i ispol'zovaniya mineral'nykh resursov. *Science-Intensive Technologies for the Development and Use of Mineral Resources*. Novokuznetsk, 2009. P. 96–100. (In Russ.).
9. Dobroborskiy B. S. Teoreticheskiy analiz raboty udarnogo mekhanizma pnevmaticheskogo molotka sistemy «korpus-udarnik» [Theoretical analysis of a pneumatic hammer impact mechanism of the «body-drummer»]. Sovremennyye problemy nauki i obrazovaniya. *Modern Problems of Science and Education*. 2014. No. 4. EDN: STRNBB. URL: <https://science-education.ru/ru/article/view?id=13930> (accessed: 25.09.2024). (In Russ.).
10. Zelenin A. N., Balovnev V. I., Kerov I. P. Mashiny dlya zemlyanykh rabot [Earthmoving machines]. Moscow, 1975. 423 p. (In Russ.).
11. Nedorezov I. A. Progressivnyye metody razrabotki merzlykh gruntov [Progressive methods of frozen ground extraction]. Moscow, 1969. 45 p. (In Russ.).
12. Kakhimov B. A., Samokhin M. S. Rezhushchiy burovoy instrument (Raschet i proyektirovaniye) [Cutting drilling tools (calculation and engineering)]. Moscow, 1976. 168 p. (In Russ.).
13. Alekseyeva T. V., Artem'yev K. Dorozhnyye mashiny. Chast' 1. Mashiny dlya zemlyanykh rabot [Road machines. Part 1. Earthmoving machines]. Moscow, 1972. 504 p. (In Russ.).
14. Ivanov M. N. Detali mashin [Machine details]. Moscow, 1991. 385 p. (In Russ.).
15. Spravochnik mashinostroitel'ya [Mechanical engineering handbook] / Ed. by N. S. Acherkan. In 6 vols. Moscow, 1963. Vol. 1. 592 p. (In Russ.).
16. Yenkozhovich A. S. Spravochnik po fizike i tekhnike [Handbook of physics and technology]. Moscow, 1989. 224 p. (In Russ.).
17. Sklyarova A. A. Issledovaniye vliyaniya konstruktivnykh parametrov na oblast' ratsional'nogo primeneniya mashiny gorizontallyno napravlennoy bureniya v zadannoy sisteme ogranicheniy [Studying the influence of design parameters on the area of rational application of a horizontal directional drilling machine in a specified system of constraints]. Transportnoye, gornoye i stroitel'noye mashinostroyeniye: nauka i proizvodstvo.

*Transport, Mining and Construction Engineering: Science and Production*. 2024. No. 24. P. 68–73. DOI: 10.26160/2658-3305-2024-24-68-73. EDN: YOQVOG. (In Russ.).

18. Martyuchenko I. G., Zenin M. I. Vzaimodeystviye vintovoy lopasti burovogo instrumenta s merzlym gruntom [Interaction of a helical blade of a drilling tool with frozen ground]. *Vestnik SibADI. The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2020. Vol. 17, no. 2 (72). P. 162–171. DOI: 10.26518/2071-7296-2020-17-2-162-171. EDN: BNAWTO. (In Russ.).

**SLADKOVA Lyubov Aleksandrovna**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Ground Transportation and Technological Means Department, Russian University of Transport (RUT), Moscow.

SPIN-code: 9088-6547

AuthorID (RSCI): 1024368

ORCID: 0009-0008-6786-0386

AuthorID (SCOPUS): 6128880

Correspondence address: rich.cat2012@yandex.ru

**SKRIPNIKOV Dmitriy Ivanovich**, Graduate Student of the Ground Transportation and Technological Means Department, RUT, Moscow.

Correspondence address: dimaskrip@mail.ru

#### For citations

Sladkova L. A., Skripnikov D. I. Method for calculating the parameters of the rotary-impact mechanism. *Omsk Scientific Bulletin*. 2025. No. 1 (193). P. 5–12. DOI: 10.25206/1813-8225-2025-193-5-12. EDN: VLVDAR.

Received September 23, 2024.

© L. A. Sladkova, D. I. Skripnikov