

СОЗДАНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ГОРНЫХ МАШИН ДЛЯ БУРОШНЕКОВОЙ ВЫЕМКИ УГЛЯ

В. Красник^{1*}

¹ГП "Научно-технический центр "Углевинновация", Киев, Украина

*Ответственный автор: e-mail vgkrasnik@ukr.net, тел. +380442371824

DESIGNING CUTTING TOOLS OF MINING MACHINES FOR COAL AUGER MINING

V. Krasnyk^{1*}

¹SE "Science and Technical Center "Coalinnovation", Kyiv, Ukraine

*Corresponding author: e-mail vgkrasnik@ukr.net, tel. +380442371824

ABSTRACT

Purpose. The need for new technologies and techniques for the efficient development of thin coal seams.

Methods. Mathematical and experimental modeling of the contact interaction of multipoint cutter with the rock.

Findings. A mathematical model describing contact interaction of multipoint cutter with the rock and the kinetics of its cutting elements wear has been developed. Departing from the results of the performed analysis and experimental research, we created a number of innovative designs of a drilling tool, taking into account peculiarities of the load distribution on its cutting elements in the process of work, which allowed to develop new tool designs, including those for auger machines.

Originality. A mathematical model of contact interaction of multipoint cutter with the rock and the kinetics of its cutting elements wear has been developed.

Practical implications. For auger machines "BSHK-2DM" produced by "Buran" plant, we have developed innovative effectors of 650 mm and 750 mm which reduce energy consumption of the drilling process, lessen the load on the main drive, increase the speed of drilling, and also improve the grade of coal mined.

Keywords: contact interaction, rock, coal auger mining, mathematical modelling

1. ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день более 70% запасов угля в Украине сосредоточено в пластах мощностью до 1.0 м, что обуславливает необходимость применения новых технологий и техники для эффективной разработки тонких пластов (Dychkovskiy & Bondarenko, 2006). Одним из направлений добычи угля из тонких угольных пластов является использование бурошнековых технологий (Griadushchiy, Korz, Koval, Bondarenko, & Dychkovskiy, 2007; Pavlenko, Salli, Bondarenko, Dychkovskiy, & Piwniak, 2007). К их преимуществам относятся возможность полной автоматизации процесса добычи и реализация безлюдной выемки угля, низкая зольность добываемых углей, высокий уровень безопасности и промышленной санитарии (Kovalevska, 2006). В тоже время недостатки бурошнековой выемки (низкий уровень производительности, уход исполнительных органов бурошнековых машин, высокая энергоемкость разрушения и др.) существенно ограничивают ее применение в угольной промышленности.

Данные недостатки могут быть устранены путем создания новых конструкций исполнительных органов бурошнековых комплексов, которые учитывают особенности контактного взаимодействия многолезвийного породоразрушающего инструмента с горной породой и его влияние на силовые и энергетические характеристики процесса бурения (Мао, Zhai, & Ding, 2012).

2. КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ИНСТРУМЕНТА С ГОРНОЙ ПОРОДОЙ

Для установления влияния взаимного расположения режущих элементов на поверхности инструмента на характер разрушения породы в процессе бурения и износа резов на перераспределение осевого усилия между ними выполнено математическое моделирование контактного взаимодействия системы режущих элементов бурового инструмента с горной породой. В силу изнашиваемости режущих элементов задача носит нестационарный характер.

Контактное взаимодействие инструмента 1 с горной породой 2 (Рис. 1) можно охарактеризовать рядом геометрических, механических и триботехнических параметров.

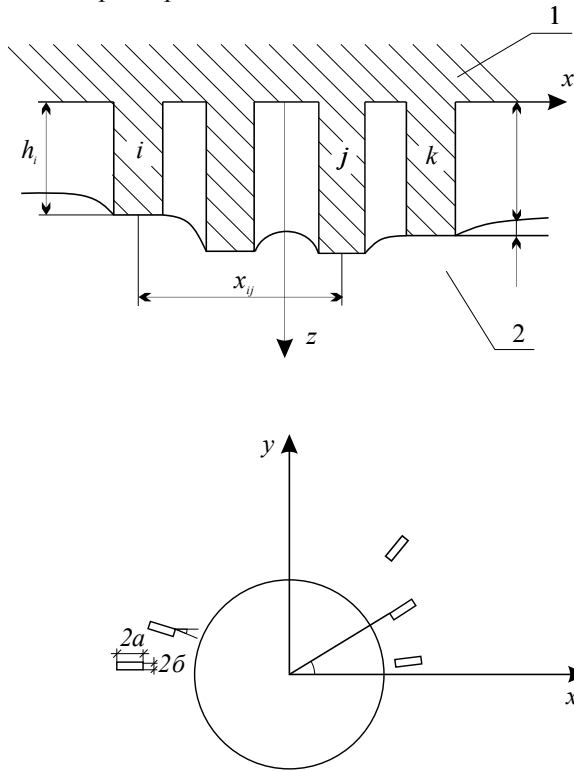


Рисунок 1. Схема расчета контактного взаимодействия режущего инструмента с горной породой

К числу геометрических параметров относятся:

$2r$ – диаметр скважины;

N – количество режущих элементов на рабочей поверхности инструмента;

$f_i(\xi, \eta)$ – форма контактирующей поверхности i -го резца в локальной системе координат;

h_i – высота резца;

2α и 2δ – его длина и ширина; ($\alpha \gg \delta$) соответственно;

x_i, y_i – координаты i -го резца в системе координат (x, y) , связанной с вращающимся инструментом;

α_i – угол поворота системы координат (ξ, η) по отношению к системе (x, y) .

Будем считать известными следующие механические параметры:

W – постоянная скорость вращения инструмента;

(t) – осевое усилие на инструмент, прикладываемое к буровому инструменту и действующее вдоль оси Z .

Осевое усилие состоит из суммы вертикальных сил P_{ei} , действующих на соответствующие резцы бурового инструмента и являющихся проекцией нормальных усилий P_i на ось бурового инструмента:

$$P(t) = \sum_{i=1}^N P_i(t) \cos \varphi_i, \quad (1)$$

где:

φ_i – угол наклона i -го резца к оси долота.

Механические характеристики породного массива в приведенной выше модели характеризуются модулем упругости E и коэффициентом Пуассона ν . При взаимодействии с породой резцы рассматриваются как жесткие тела, которые изнашиваются. Закон изнашивания резцов определяется на основе экспериментов или может быть принят в виде степенной зависимости скорости изнашивания $\frac{d\eta_i^*}{dt}$ от давления на резце $p_i(t)$ и его линейной скорости скольжения V_i :

$$\frac{d\eta_i^*}{dt} = K p_i^\alpha V_i^\beta, \quad (2)$$

где:

K и α – триботехнические характеристики пары, определяемые экспериментально.

При рассмотрении условия контакта резца с породой износ резца определяется в его центре $\eta^*(x_i, y_i, t) = \eta_i^*(t)$. В этой же точке (x_i, y_i) может быть определено перемещение $\eta(x_i, y_i, t) = \eta_I = (t)$ границы полупространства за счет его деформации и разрушения в виде соотношения:

$$\eta_i = A_i(p_j, E, \nu, x_j, f_j, (t), \alpha_i, \varphi_i); \quad (i, j = 1, 2, \dots, N), \quad (3)$$

где:

A_i – известный в конкретной задаче оператор.

Способ построения соотношения (3) приведен ниже.

Внедрение резца за оборот за счет разрушения породы η_{nop_i} определяется соотношением:

$$\eta_{nop_i} = K_{nop} \left(\frac{P_i}{4\alpha\delta_i} \right)^\beta 2\delta_i N_i, \quad (4)$$

где:

K_{nop} – коэффициент пропорциональности;

$2\delta_i$ – ширина площадки контакта резца с породой.

$$\text{При } \beta = 1: \eta_{nop_i} = \frac{K_{nop_i} P_i N_i}{2a}.$$

Присоединяя к соотношениям (3) и (4) условие контакта резца с породой:

$$\eta_i^*(t) + \eta_i(t) + \eta_{nop_i}(t) = C(t) \cos \varphi_i, \quad (5)$$

получим полную систему $4N$ уравнений для определения неизвестных функций $\eta_i^*(t) + \eta_i(t), \eta_{nop_i}(t), p_i(t)$ при заданной подаче инструмента $C(t)$. В случае заданного осевого усилия $P(t)$ для определения подачи $C(t)$ к системе уравнений (3)–(5) следует добавить условие равновесия:

$$P(t) = \sum_{i=1}^N P_i(t) \cos \varphi_i. \quad (6)$$

Для построения соотношения (6) рассмотрим контактную задачу о взаимодействии системы буровых резцов с горной породой.

Применяя обычный для теории множественного контакта подход, будем считать, что упругие перемещения породы под резцом складываются из перемещений W_{1i} , обусловленных действием давления p_i , и дополнительных перемещений W_{2i} от действия сосредоточенных сил P_j , действующих на остальные резцы системы в точках с координатами (x_i, y_i) ($i \neq j$).

При допущении, что порода забоя может быть представлена в виде изотропного упругого полупространства, механические свойства которого описываются модулем упругости E и коэффициентом Пуассона ν , выражение для перемещений $W_{1i}(\xi)$ при выполнении условия $\delta \ll \alpha$, имеет вид:

$$W_{1i}(\xi) = \frac{2(1-\nu^2)}{\pi E} l \cdot g \frac{a}{b} p_i^*(\xi), \quad (7)$$

где:

p_i^* – давление на единицу длины.

Дополнительные перемещения $W_{2i}(\xi)$ границы полупространства определяются на основании формулы Буссинеска:

$$W_{2i}(\xi) = \frac{1-\nu^2}{\pi E} \sum_{j=1}^N \frac{P_j(1-\delta_{ij})}{\sqrt{(x_{ij}-\varepsilon)^2 + y_{ij}^2}}, \quad (8)$$

где:

δ_{ij} – символ Кронекера, $\delta_{ij} = \begin{cases} 0 & \text{для } i \neq j \\ 1 & \text{для } i = j \end{cases}$;

$$\begin{cases} x_{ij} = \cos \alpha_i (x_i - x_j) + \sin \alpha_i (y_i - y_j), \\ y_{ij} = \sin \alpha_i (x_i - x_j) - \cos \alpha_i (y_i - y_j). \end{cases} \quad (9)$$

Из полученных соотношений и условий контакта i -го резца с забоем:

$$W_{1i}(\xi) + W_{2i}(\xi) = \eta_1, \quad (10)$$

где:

η_1 – внедрение в упругое полупространство i -го резца, следует выражение для давления $p_i^*(\xi)$:

$$p_i^*(\xi) = \frac{\pi E}{2(1-\nu)} \cdot \frac{\eta_1}{\lg\left(\frac{a}{\delta}\right)} - \frac{1}{2} \sum_{j=1}^N \frac{P_j(1-\delta_{ij})}{\sqrt{(x_{ij}-\varepsilon)^2 + y_{ij}^2}} \cdot \frac{1}{\lg\left(\frac{a}{\delta}\right)}. \quad (11)$$

После интегрирования (11) и последующих преобразований получим соотношение между внедрением η_1 и действующими на резцы нагрузками P_i , которое является аналогом соотношения (3):

$$\eta_1 = q_i + \frac{1}{2 \lg\left(\frac{a}{\delta}\right)} \sum_{j=1}^N (1-\delta_{ij}) q_j \times \ln \frac{x_{ij} + a + \sqrt{(x_{ij} + a)^2 + y_{ij}^2}}{x_{ij} - a + \sqrt{(x_{ij} - a)^2 + y_{ij}^2}}. \quad (12)$$

$$\text{Здесь } q_i = \frac{P_i \cos \alpha_i}{P}, \quad \eta_i = \frac{\eta_i}{\eta_o}, \quad \eta_o = \frac{P(1-\nu^2)}{\pi E a \cos \alpha_i} \lg\left(\frac{a}{\delta}\right),$$

где:

η_o – внедрение в упругое полупространство резца, имеющего затупление по задней поверхности в виде узкого прямоугольника со сторонами $2a$ и 2δ под действием силы P .

Как следует из соотношения (12) внедрение произвольного i -го резца зависит от распределения осевого усилия P между всеми резцами. При заданной общей нагрузке $P = \sum_{i=1}^N P_i \cos \alpha_i$ соотношение (12)

служит для определения нагрузок P_i , действующих на каждый резец бурового инструмента.

Полученные выше уравнения были использованы для исследования процесса изнашивания системы режущих элементов бурового инструмента. Предполагалось, что область контакта отдельного режущего элемента представляет собой узкий прямоугольник, имеющего в начальный момент времени длину $2a$ и ширину 2δ . Примем во внимание имеющее место при изнашивании резца соотношение, определяющее изменение ширины площадки контакта $\delta_i(t)$:

$$\delta_i(t) = \delta_o \left(1 + \frac{H_i(t)}{h_o} \right), \quad (13)$$

где:

$H_i(t)$ – линейный износ i -го резца.

Соотношение (13) непосредственно следует из геометрических соображений, если моделировать резец как прямую призму, в основании которой лежит трапеция со сторонами $2\delta_o$, $2\delta_i(t)$ и высотой $H_i(t)$ (h_o – расстояние от меньшего основания трапеции до точки пересечения ее боковых сторон, (Рис.2)).

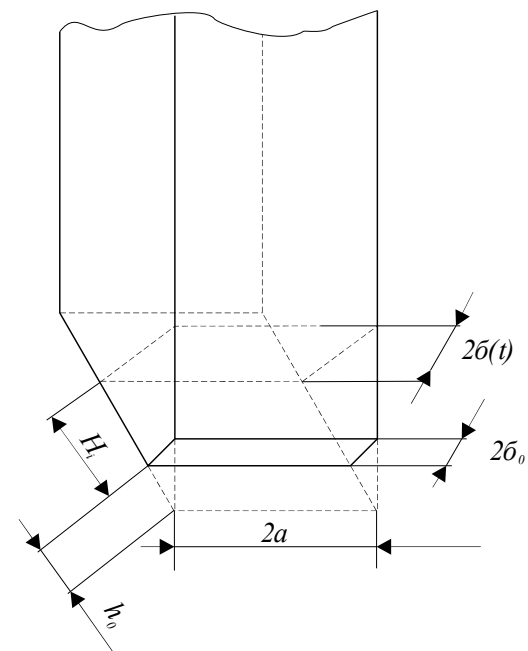


Рисунок 2. Схема для расчета износа режущего элемента

Скорость линейного износа i -го резца $H_i(t)$, согласно соотношению (2), определяется следующим образом:

$$H_i(t) = K \left[\frac{P_i(t)}{a \delta_i(t)} \right]^\alpha \omega^\beta r_i^\beta. \quad (14)$$

Здесь $P_i(t)$ – нагрузка, действующая на i -й режущий элемент в направлении, перпендикулярном поверхности трения (для упрощения расчетов предполагается, что нагрузка равномерно распределена по площадке контакта), $r_i = (x_i + y_i)^{1/2}$ – расстояние от оси вращения до центра i -го резца.

Для расчета распределения нагрузок $P_i(t)$ между режущими элементами воспользуемся уравнениями (12), которые в данном случае с учетом (5) примет вид:

$$\frac{\pi E a \left[\frac{C(t)}{\cos \varphi_i} - H_i(t) \right]}{(1 - \nu^2) \cdot \lg \frac{a}{\delta_i(t)}} = q_i + \frac{1}{2 \lg \frac{a}{\delta_i(t)}} \cdot \sum_{j=1}^N (1 - \delta_{ij}) q_j \times \ln \frac{x_{ij} + a + \sqrt{(x_{ij} + a)^2 + y_{ij}^2}}{x_{ij} - a + \sqrt{(x_{ij} - a)^2 + y_{ij}^2}}. \quad (15)$$

Соотношения (12)–(15) совместно с условием равновесия (5) представляют собой полную систему уравнений для исследования контактного взаимодействия многолезвийного породоразрушающего инструмента с горной породой и кинетики изнашивания его режущих элементов.

В качестве примера рассмотрим процесс контактного взаимодействия с горной породой бурового инструмента, состоящего из 4-х резцов ($x_i = 30, 60, 90, 120$ мм, $y_i = 0, \alpha_I = 0, \delta_0 = 0.2$ мм, $a = 8$ мм, $H_i = 0.5$, $K = 10^{-5}$, $P = 5$ кН.) при линейном законе изнашивания. На графиках (Рис. 3) показано изменение нагрузки на резцы и их линейного износа как функции радиуса r в различные фиксированные моменты времени.

На графиках представлен начальный этап процесса износа, из которых видно, что за время порядка нескольких секунд ($t = 1$ с) при данных значениях параметров исходное распределение нагрузок, характерное для статического внедрения системы резцов, резко изменяется. В результате зависимость нагрузки от радиуса принимает форму экспоненты, а износ периферийных резцов резко возрастает.

Рассмотрение процесса износа при больших промежутках времени показывает, что перераспределение нагрузок между резцами на этом этапе процесса практически не происходит, величина давления изменяется по мере роста площадок контакта, скорость линейного износа несколько уменьшается.

Таким образом, хотя при заданной форме резца стационарный в строгом смысле режим процесса износа невозможен, наблюдается достаточно быстрый переход к установившемуся распределению нагрузок между резцами.

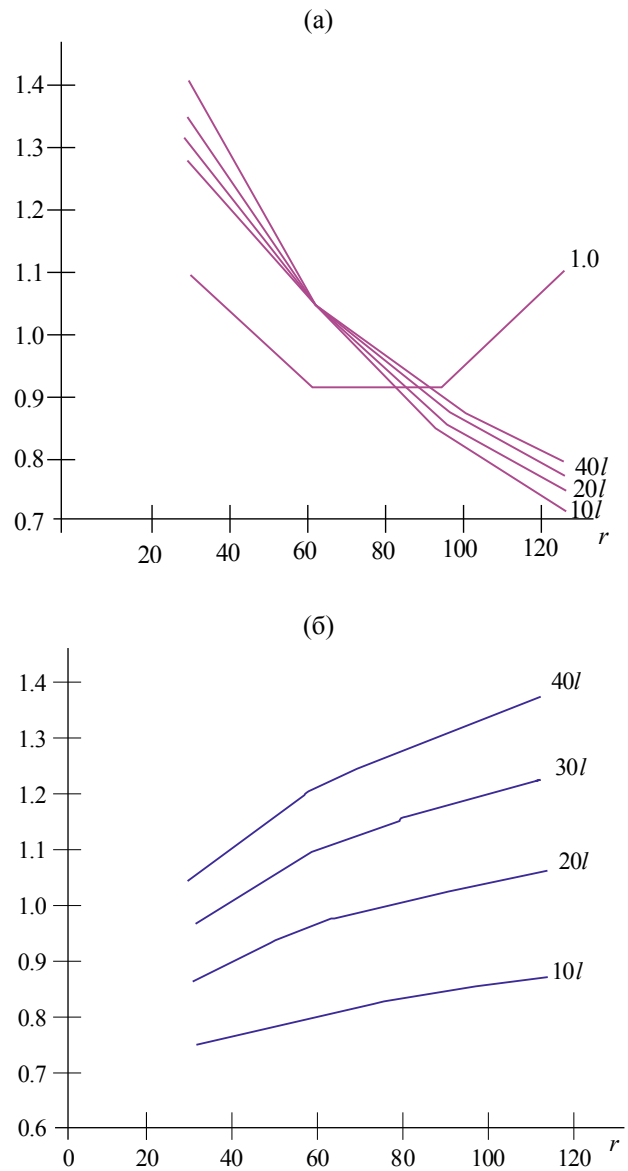


Рисунок 3. Изменение нагрузки на резцы и их линейного износа как функции радиуса r в различные фиксированные моменты времени: (а) нагрузка на резцы; (б) износ резцов

Влияние на ход процесса полной нагрузки и скорости вращения в случае линейного закона изнашивания резцов, а также изменение коэффициента износа резца эквивалентно изменению масштаба времени.

Основной практический вывод, который следует исходя из разработанной модели контактного взаимодействия многолезвийного породоразрушающего инструмента с горной породой и кинетики изнашивания его режущих элементов, заключается в практических рекомендациях по созданию новых конструкций породоразрушающего инструмента, в том числе, для буровых машин. Из полученных соотношений и графиков следует, что максимальное давление P_{max} на породу оказывают центральные резцы при $r = 0$. Поскольку в этом случае скорость резания равна нулю, разрушение породы происходит не резанием, а ее раздавливанием при достижении условия $P_{max} > \sigma_{сж}$ породы, что является причиной, вызы-

вающей резкое увеличение давления и напорного усилия при разрушении породы у оси вращения. Поэтому для снижения напорного усилия буровой машины и, соответственно энергоёмкости процесса бурения центральные резцы должны быть максимально удалены от оси вращения, образуя при этом керн в центральной части забоя, который в дальнейшем разрушается керноломателем. Оставшаяся часть

забоя должна поражаться периферийными резцами, удаленными друг от друга на расчетное расстояние, при котором происходит скалывание целиков (Рис. 4). Это позволяет существенно (в 2–3 раза) снизить энергоёмкость процесса разрушения породного массива, что одновременно позволяет резко уменьшить износ буровых резцов.

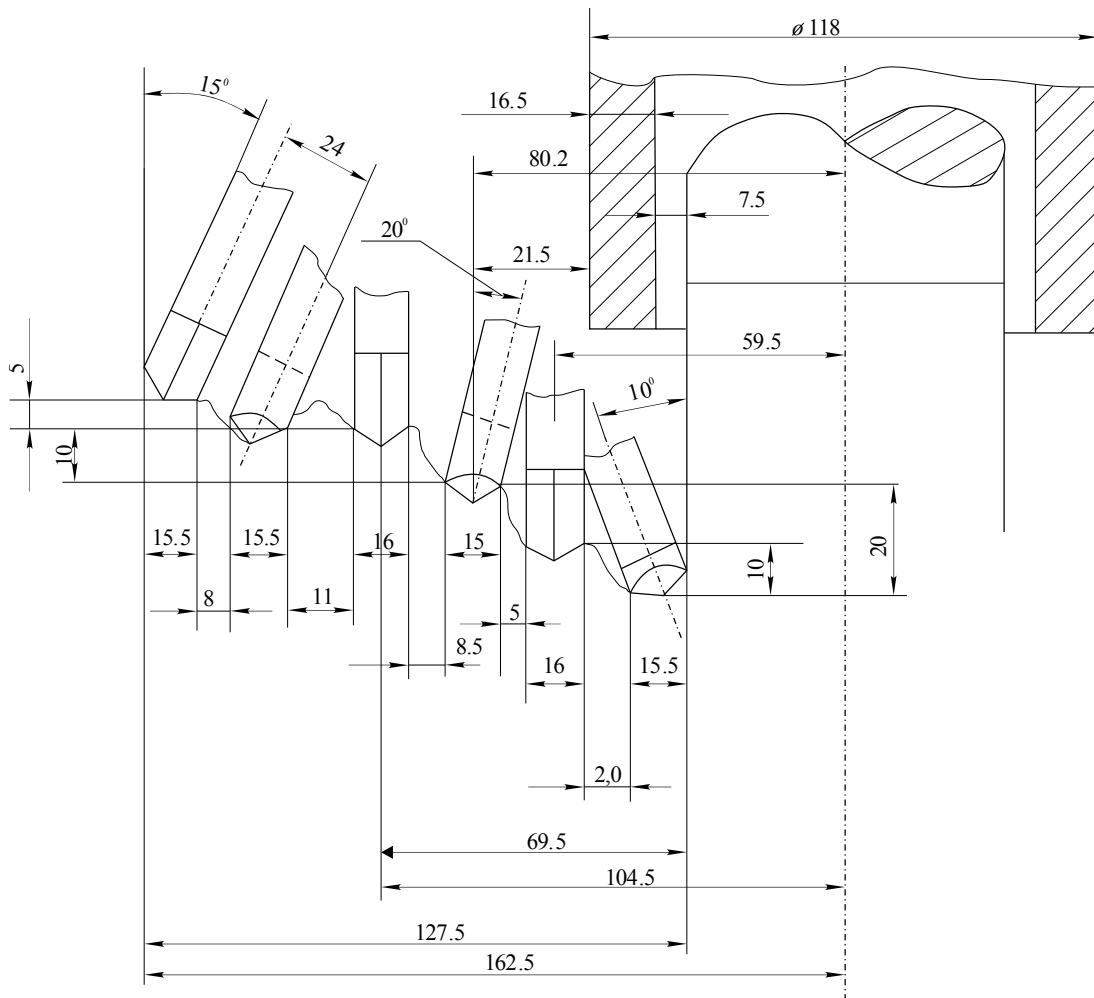


Рисунок 4. Схема разрушения забоя с образованием керна

При разработке данных конструкций бурового инструмента важное значение приобретает правильный выбор конструктивных параметров керноломающих устройств, влияющих на величину усилия скалывания керна и, следовательно, на величину его максимально допустимого диаметра. Максимальный диаметр керна d_k с учетом возможности его выхода через керноприемник и последующей транспортировки лопастями бурового инструмента может быть определен как половина разности между его наружным диаметром D и внутренним диаметром центрального отверстия $d_{вн}$ за вычетом толщины S стенки корпуса долота (Рис. 5): $d_k = \frac{D - d_{вн}}{2} - S$. Для исключения затирания керна его диаметр должен быть меньше диаметра внутреннего отверстия на 10–15 мм:

$$d_{вн} = d_k + (10...15). \quad (16)$$

$$\text{Отсюда находим: } d_k = \frac{D - 2S - (10...15)}{3}.$$

Поскольку параметр S обычно составляет 10–15 мм, то окончательно получим следующее выражение для определения максимального размера керна:

$$d_k = \frac{D}{3} - S. \quad (17)$$

В большинстве случаев диаметр разрушаемого керна принимается значительно меньше максимального в зависимости от физико-механических свойств разрушаемой породы, высоты вылета керна L , угла наклона керноломателя α , величины напорного усилия P и крутящего момента $M_{кр}$, обеспечиваемых технологическими возможностями буровой машины. Экспериментально установлено, что оптимальный угол наклона керноломателя должен составлять 55–60°.

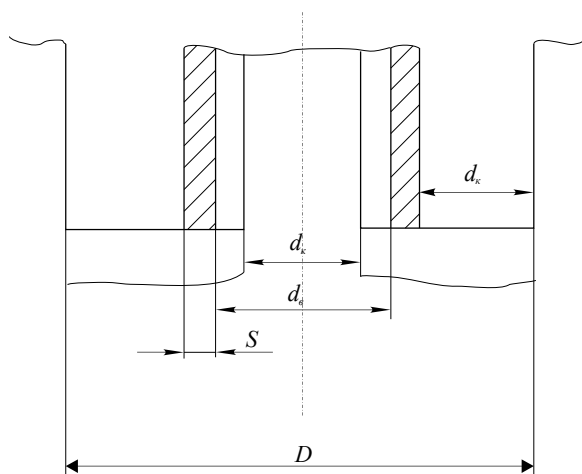


Рисунок 5. Схема для расчета максимального диаметра керна

В результате выполненных исследований были созданы новые исполнительные органы диаметром 650 мм и 750 мм (Рис. 6) для буровых машин БШК-2ДМ производства завода “Буран”, которые включают три бура различной длины, два из которых вращаются по часовой стрелке, а третий – в противоположном направлении.

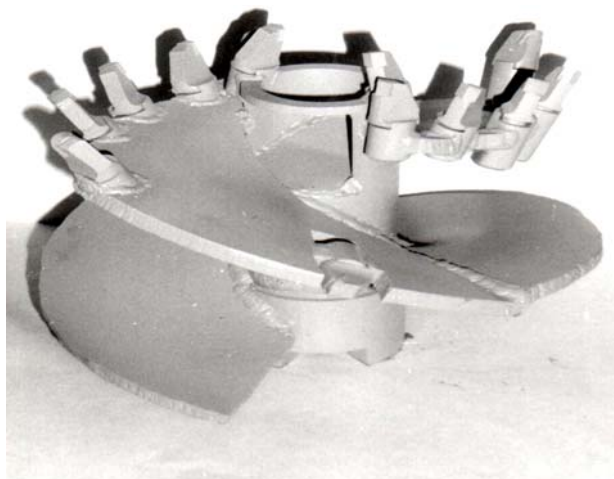


Рисунок 6. Конструкция исполнительного органа буровой машины БШК-2ДМ

Буры оснащаются породоразрушающими резцами, линии резания которых формируют в угольном пласте целики шириной 40 – 45 мм, а в центральной части образуется керн диаметром 120 мм. Это снижает энергоемкость разрушения угля и позволяет за счет формирования керна в центральной части забоя исключить увод шнеков при бурении скважин длиной до 100 м.

Производственные испытания буровых машин БШК-2Д с созданными исполнительными органами проведенные на шахте “Моспинская” и шахтах КНР показали, что применение нового инструмента позволяет исключить увод шнеков, уменьшить энергоемкость процесса бурения, увеличить скорость бурения, снизить нагрузки на главный привод и повысить сортность добываемого угля.

3. ВЫВОДЫ

Одним из перспективных направлений добычи угля из тонких угольных пластов является использование буровых технологий, широкое применение которых ограничивается, прежде всего, низким уровнем производительности, уводом исполнительных органов буровых машин, высокой энергоемкостью разрушения и др. Данные недостатки могут быть устранены путем создания новых конструкций исполнительных органов буровых комплексов, которые учитывают особенности контактного взаимодействия многолезвийного породоразрушающего инструмента с горной породой и его влияние на силовые и энергетические характеристики процесса бурения.

Основываясь на результатах выполненных аналитических и экспериментальных исследований, был разработан ряд оригинальных конструкций бурового инструмента, в которых для снижения напорного усилия буровой машины и, соответственно, энергоемкости процесса бурения центральные резцы максимально удалены от оси вращения, образуя при этом керн в центральной части забоя, который в дальнейшем разрушается керноломателем. Оставшаяся часть забоя поражается периферийными резцами, удаленными друг от друга на расчетное расстояние, при котором происходит скалывание целиков. Это позволяет существенно (в 2 – 3 раза) снизить энергоемкость процесса разрушения породного массива и одновременно резко уменьшить износ буровых резцов.

Производственные испытания буровых машин БШК-2Д с созданными исполнительными органами показали высокую эффективность созданного инструмента и перспективность применения буровых выемки угля при отработке тонких пластов.

БЛАГОДАРНОСТЬ

Автор выражает благодарность сотрудникам Института сверхтвердых материалов Национальной академии наук Украины И.А. Свешникову, Л.Н. Вировцу, А.Н. Степанцу, принимавших участие в разработке созданного инструмента. Результаты статьи были получены без финансовой поддержки какого-либо фонда или проекта.

REFERENCES

- Dychkovskiy, R., & Bondarenko, V. (2006). Methods of Extraction of Thin and Rather Thin Coal Seams in the Works of the Scientists of the Underground Mining Faculty (National Mining University). In *International Mining Forum 2006: New Technological Solutions in Underground Mining*, (pp. 21-25). Cracow: Taylor & Francis. <http://dx.doi.org/10.1201/noe0415401173.ch3>
- Griadushchiy, Y., Korz, P., Koval, O., Bondarenko, V., & Dychkovskiy, R. (2007). Advanced Experience and Direction of Mining of Thin Coal Seams in Ukraine. In *International Mining Forum 2007: Technical, Technological and Economical Aspects of Thin-Seams Coal Mining*, (pp. 2-7). Cracow: Taylor & Francis. <http://dx.doi.org/10.1201/noe0415436700.ch1>

Kovalevska, I. (2006). Minimizing Coal Losses When Extracting Thin Coal Seams with the Use of Auger Mining Technologies. In *International Mining Forum 2006: New Technological Solutions in Underground Mining*, (pp. 27-34). Cracow: Taylor & Francis

<http://dx.doi.org/10.1201/noe0415401173.ch4>

Mao, P.H., Zhai, B., & Ding, L. (2012). Coal Mine Underground Horizontal Extension Transfer Machine. *Advanced Materials Research*, (591-593), 464-467.

<http://dx.doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.591-593.464>

Pavlenko, I., Salli, V., Bondarenko, V., Dychkovskiy, R., & Piwniak, G. (2007). Limits to Economic Viability of Extraction of Thin Coal Seams in Ukraine. In *International Mining Forum 2007: Technical, Technological and Economic Aspects of Thin-Seams Coal Mining*, (pp. 129-132). Cracow: Taylor & Francis.

<http://dx.doi.org/10.1201/noe0415436700.ch16>

ABSTRACT (IN RUSSIAN)

Цель. Необходимость применения новых технологий и техники для эффективной разработки тонких угольных пластов.

Методика. Математическое и экспериментальное моделирование процесса контактного взаимодействия многолезвийного породоразрушающего инструмента с горной породой.

Результаты. Разработана математическая модель контактного взаимодействия многолезвийного породоразрушающего инструмента с горной породой и кинетики изнашивания его режущих элементов. Основываясь на результатах выполненных аналитических и экспериментальных исследований, был создан ряд оригинальных конструкций бурового инструмента, учитывающих особенности распределения нагрузки на его породоразрушающие элементы в процессе работы, что позволило создать новые конструкции инструмента, в том числе для бурошнековых машин.

Научная новизна. Создана математическая модель контактного взаимодействия многолезвийного породоразрушающего инструмента с горной породой и кинетики изнашивания его режущих элементов.

Практическая значимость. Для бурошнековой машины БШК-2ДМ производства завода “Буран” разработаны оригинальные исполнительные органы диаметром 650 и 750 мм, которые обеспечивают снижение энергоёмкости процесса бурения, снижение нагрузки на главный привод, увеличение скорости бурения, а также повышение сортности добываемого угля.

Ключевые слова: контактное взаимодействие, горная порода, бурошнековая выемка угля, математическое моделирование

ABSTRACT (IN UKRAINIAN)

Мета. Необхідність застосування нових технологій та техніки для ефективної розробки тонких вугільних пластів.

Методика. Математичне та експериментальне моделювання процесу контактної взаємодії багатолезвійного породоруйнуючого інструменту з гірською породою.

Результати. Розроблено математичну модель контактної взаємодії багатолезвійного породоруйнуючого інструменту з гірською породою та кінетики зношування його ріжучих елементів. На підставі виконаних аналітичних і експериментальних досліджень було створено ряд оригінальних конструкцій бурового інструменту, які враховують особливості розподілу навантаження на його породоруйнуючі елементи в процесі роботи, що дозволило створити нові конструкції інструменту, в тому числі для бурошнекових машин.

Наукова новизна. Створено математичну модель контактної взаємодії багатолезвійного породоруйнуючого інструменту з гірською породою й кінетики зношування його ріжучих елементів.

Практична значимість. Для бурошнекової машини БШК-2ДМ виробництва заводу “Буран” розроблені оригінальні виконавчі органи діаметром 650 і 750 мм, які забезпечують зниження енергоємності процесу буріння, зниження навантаження на головний привід, збільшення швидкості буріння, а також підвищення сортності вугілля, що видобувається.

Ключові слова: контактна взаємодія, гірська порода, бурошнекове виймання вугілля, математичне моделювання

ARTICLE INFO

Received: 28 April 2016

Accepted: 30 June 2016

Available online: 30 September 2016

ABOUT AUTHOR

Viacheslav Krasnyk, Doctor of Technical Sciences, Professor, General Director of SE “Science and Technical Center “Coalinnovation”, 46 Paladina Ave., 2, 03164, Kyiv, Ukraine, E-mail: vgkrasnik@ukr.net