DOI: 10.26730/2618-7434-2018-1-64-80

УДК 622.232.83.054.52

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДИСКОВЫХ ИНСТРУМЕНТОВ НА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНАХ ГОРНЫХ МАШИН

Хорешок А.А., Маметьев Л.Е., Цехин А.М., Борисов А.Ю.

Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева

Аннотация.
Актуальными в настоящее время являются вопросы исследования дисковых инструментов исполнительных органов горных машин. Целью исследований является обоснование рациональных геометрических и кинематических параметров дисковых инструментов, а также схемы их расстановки на исполнительном органе для обеспечения эффективного использования подводимой к ним энергии.
Анализ результатов производственных испытаний дисковых инструментов на исполнительных органах проходческих комбайнов избирательного действия позволил обосновать рациональные параметры конструкций конических и биконических дисков со сплошными и прерывистыми режущими кромками. Установлены параметры двухвитковых схем набора дисков, которые закрепляются на трехгранных призмах исполнительных органов проходческих комбайнов.
Разработаны модели механического воздействия конических и биконических дисковых инструментов на разрушаемый массив. Показано, что при перекатывании дисков как с конической, так и с биконической формой лезвия по поверхности забоя в формировании нагрузки основную роль играет усилие подачи. Установлено, что объемное разрушение массива дисковым инструментом с наименьшими удельными затратами энергии обеспечивается при полублокированном и повторноблокированном режимах. Лучшие результаты получены при моделировании биконических дисковых инструментов.
Определена энергетическая эффективность механического воздействия дискового инструмента исполнительного органа горной машины на разрушаемый массив с использованием явления подвижных магистральных трещин. Введено понятие коэффициента эффективности малоциклового и объемного разрушения различных по хрупкости пород дисковым инструментом. Установлено, что нагрузка, формируемая на дисковых инструментах, является не только функцией физико-механических свойств горных пород, но и параметров разрушения, определяемых кинематикой работы и конструктивными параметрами исполнительного органа.
Результаты производственных испытаний экспериментальных образцов исполнительных органов проходческих и очистных комбайнов позволили получить рекомендации, положенные в основу проектирования дискового инструмента.

Информация о статье
Принята 01 февраля 2018 г.

Ключевые слова: комбайн, исполнительный орган, дисковый инструмент, разрушаемый массив, малоцикловое нагружение, коэффициент эффективности, удельные энергозатраты.

PROSPECTS OF DISK TOOLS USING ON EXECUTIVE BODIES OF MINING MACHINES

Aleksey A. Khoreshok, Leonid E. Mametyev, Alexander M. Tsekhin, Andrey Yu. Borisov

T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University

Abstract.
Research of disk tools of the executive bodies of mining machines are actual. The aim of the research is to substantiate the rational geometric and kinematic parameters of disk tools, as well as the schemes of their arrangement on the executive body to ensure efficient use of the energy that supplied to them.
The analysis of the results of production tests of disk tools on the executive bodies of cutter-loaders of selective action made it possible to justify the rational parameters of the construction of conical and biconical disks with continuous and intermittent cutting edges. The parameters of double-turn schemes of a set of disks, which are fixed on trihedral prisms of the executive bodies of tunneling combines, are established.
The models of mechanical influence of conical and biconical disk tools on the destroyed rock array are created. It is shown that when discs with both a conical and a biconical shape of the blade are rolling along the face, the feeding force plays the main role in the formation of the load. It is established that volumetric destruction of the rock by a disk tool with the least specific energy expenditure is ensured with semi-blocked and repeatedly-blocked modes. The best results were obtained when modeling biconical disk tools.
The energy efficiency of the mechanical action of the disk tool of the mining machine executive body on the destroyed rock array is determined using the phenomenon of mobile main cracks. The concept of efficiency coefficient of low-cycle and volumetric fracture of a disk instrument of various brittleness is introduced. It is established that the load formed on disk tools is not only a function of the physical and mechanical properties of rocks, but also a function of the parameters of destruction determined by the kinematics of work and the design parameters of the executive body.
The results of production tests of experimental samples of the executive bodies of tunneling and cleaning combines allowed to obtain recommendations, which are the basis for designing the disk tool.

Article info
Received February 01, 2018

Keywords: cutter-loader, executive body, disk tool, collapsible massif, low-cycle loading, efficiency factor, specific energy consumption.

Введение. В настоящее время при добыче угля и проходке горных выработок используется широкий парк проходческих и очистных комбайнов. Основной технологической операцией этих машин является разрушение массива горных пород. Производительность этой операции зависит от рациональности конструкции, износостойкости, срока службы горных инструментов, а также материалов для их изготовления. В этой связи в настоящее время все более широкое применение находят дисковые инструменты (рис. 1), которые позволяют существенно снизить удельные энергозатраты процесса разрушения горной породы, повысить прочность узлов крепления и обеспечить многоразовое их использование [1, 6-9].

На кафедре горных машин и комплексов КузГТУ проводились многолетние стендовые исследования и производственные испытания дискового породоразрушающего инструмента в различных горно-геологических условиях [9]. Дисковые инструменты проектировались с обоснованием их геометрических и кинематических параметров для исполнительных органов следующих горных машин: проходческих комбайнов избирательного действия; очистных комбайнов; буровых установок для бурения скважин большого диаметра; карьерных машин для послойного фрезерования породы типа TM-D25.

Материалы и методы.

Воздействие дисковых инструментов исполнительных органов проходческих комбайнов на разрушаемый массив.

Учитывая отечественный и зарубежный опыт испытаний дисковых инструментов, для проходческих комбайнов избирательного действия с радиальной коронкой на кафедре горных машин и комплексов КузГТУ разработаны узлы крепления и конструкции конических и биконическим дисков (рис. 2) [10, 11]. Производственные испытания проходили при проведении выработок по рудным и

угольным пластам с твердыми включениями и прослойками, имеющими предел прочности на сжатие $\sigma_{сж}$ от 87 МПа до 112 МПа.

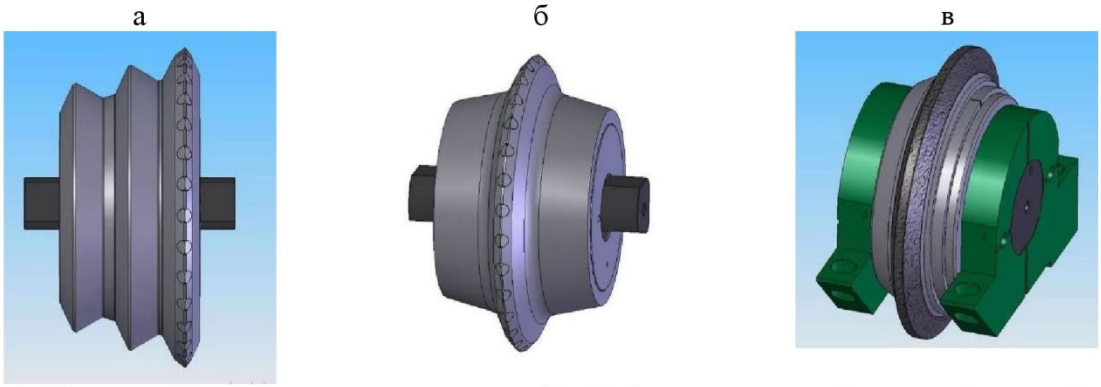

Рис. 1. Дисковые инструменты: а – многолезвийный; б – с прерывистой режущей кромкой армированной твердосплавными вставками; в – со сплошной режущей кромкой

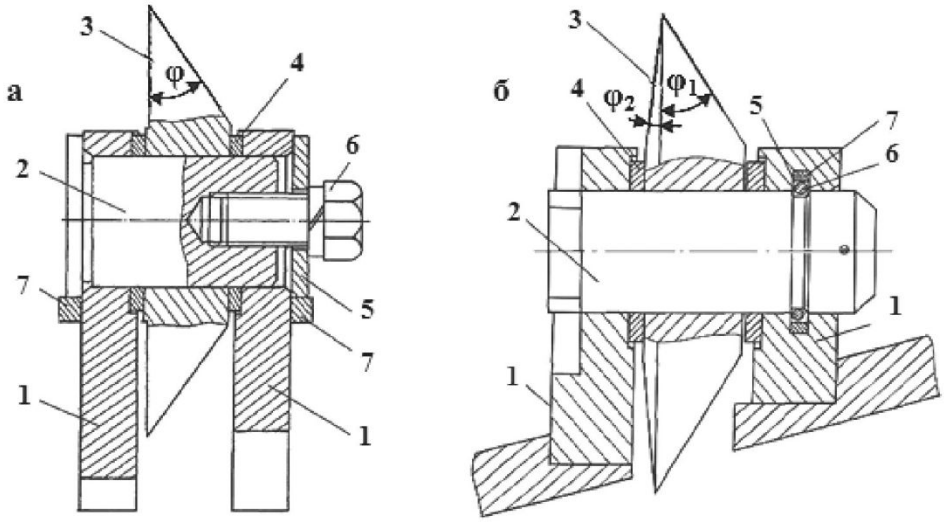

Рис. 2. Конструкции узлов крепления дисковых инструментов:
а – с коническим инструментом; б – с биконическим инструментом

На рис. 2, *а* представлен узел крепления, состоящий из двух кронштейнов 1, в которых на оси 2 закрепляется *конический* дисковый инструмент 3 с дистанционными кольцами 4. От осевого смещения ось 2 предохраняет крышка 5 и болт 6 с пружинной шайбой, а для предотвращения от проворачивания ось 2 удерживается ригелем 7. На рис. 2, *б* представлен узел крепления, состоящий из двух кронштейнов 1, в которых на оси 2 закрепляется *биконический* дисковый инструмент 3 с дистанционными кольцами 4. Для фиксации оси 2 внутри правого кронштейна 1 расположен паз 5 с запорным кольцом 6 и резиновой прокладкой 7. Основные параметры варьировались в следующих пределах: угол резания $\psi = \varphi_1 + \varphi_2$ от 30 до 50° с интервалом $\Delta\psi = 5°$; глубина внедрения h от 6 до 30 мм с интервалом $\Delta h = 3$ мм; шаг разрушения $t_р$ от 30 до 50 мм с интервалом $\Delta t = 5$ мм; высота обнаженной поверхности L от 10 до 1000 мм с интервалом $\Delta L = 5$ мм.

На рис. 3 представлены геометрические параметры коронки проходческого комбайна с дисковым инструментом.

Рациональные отношения $B_к/B_з = 0{,}75–1{,}0$. Угол конусности выбирался из необходимости обеспечения ровной поверхности почвы выработки:

$$\gamma = \mathrm{arctg}\left(d_{ср}/\,2R_{стр}\right), \quad (1)$$

DOI: 10.26730/2618-7434-2018-1-64-80

где $d_{ср} = (D + d) / 2$ – средний диаметр коронки; $R_{стр}$ – длина стрелы.

Исследования одиночных дисковых инструментов (рис. 4) [2-5, 12–16], показали, что углы заострения лезвия дисковых инструментов целесообразно принять φ_1 = 25–30°, φ_2 = 5°; диаметр D = 0,14-0,16 м; угол разворота дисковых инструментов 6° и их угол наклона 5–8°.

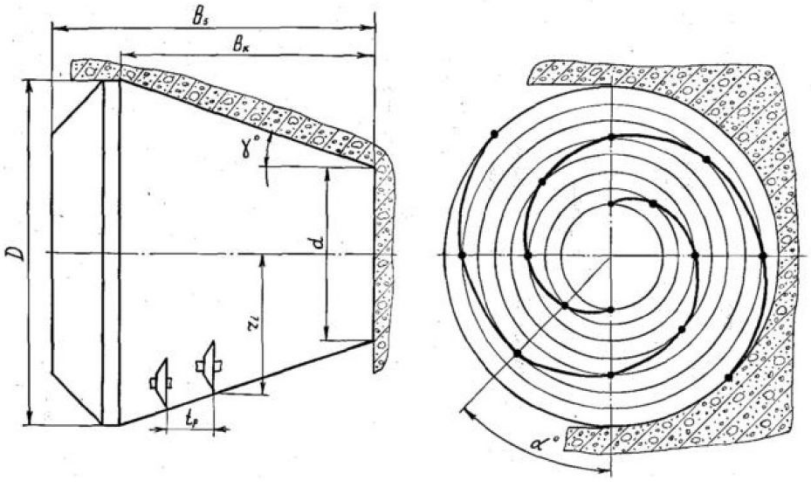

Рис. 3. Геометрические параметры коронки проходческого комбайна

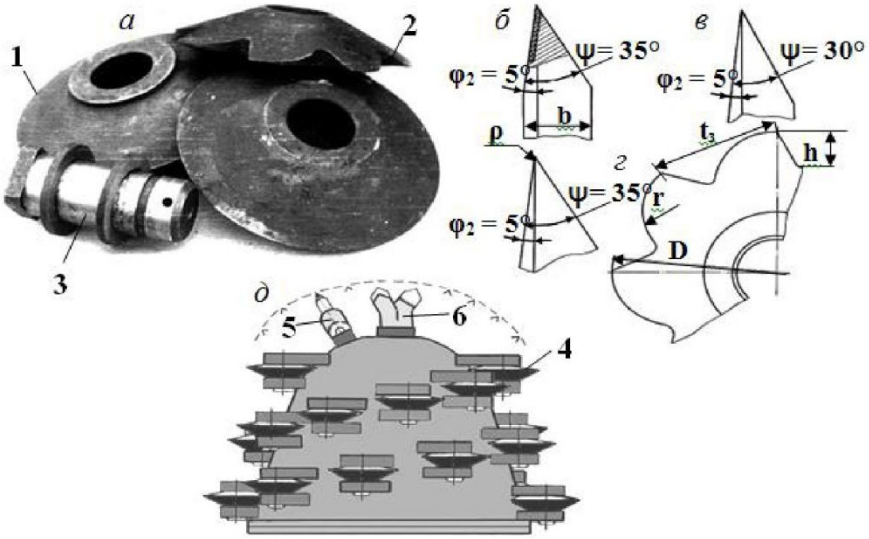

Рис. 4. Дисковый инструмент (а), параметры режущих кромок дисков (б, в), коронка (д) проходческого комбайна: 1 – сплошная режущая кромка; 2 – прерывистая режущая кромка; 3 – ось; 4 – диск; 5 – резец; 6 – забурник

На основе результатов лабораторных исследований была принята двухвитковая схема набора по два дисковых инструмента в линии резания. При выборе геометрических параметров коронок учитывался шаг установки крепи. При выборе параметров схемы набора режущего инструмента в кутковой части коронок шаг установки резцов принимался из выражения:

$$t = 0{,}2\left(1 + \frac{t_р}{h_{ср}}\right)h_{ср}, \qquad (2)$$

где $h_{ср}$ – средняя глубина внедрения; $t_р$ – шаг резания.

Кутковые режущие инструменты с целью улучшения зарубки коронки в породу устанавливались под углом 45–80° к поверхности образующей конуса. Угловой шаг установки инструментов определялся исходя из условия постоянства момента на коронке независимо от угла ее поворота. В развитие описанной выше конструкции радиальной коронки, оснащенной дисковым инструментом, на кафедре горных машин и комплексов КузГТУ разработана конструкция исполнительного органа проходческого комбайна с двумя радиальными коронками (рис. 5) [7-11]. Данное техническое решение повышает эффективность проведения горных выработок путем совмещения процессов разрушения, дробления и погрузки. Исполнительный орган проходческого комбайна включает стрелу 1, раздаточный редуктор 2 и две разрушающе-погрузочные коронки 3, на наружных поверхностях которых установлены с возможностью перекрытия траекторий движения и реверсирования направлений вращения трехгранные призмы 4 с дисковыми инструментами 5. Раздаточный редуктор 2 обеспечивает кинематическую связь осей разрушающе-погрузочных коронок 3. Трехгранные призмы 4 на каждой из разрушающе-погрузочных коронок 3 размещены по винтовым поверхностям с разрывами спиралей, образуя как правые, так и левые лопастные погрузочные шнеки.

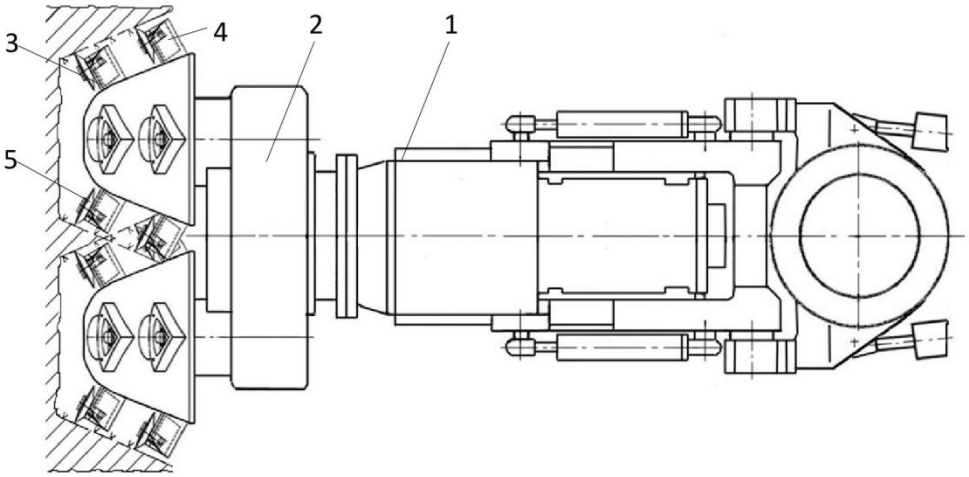

Рис. 5. Исполнительный орган с двумя радиальными коронками

На рис. 6 представлен узел крепления дискового инструмента к трехгранной призме, который содержит трехгранную призму 1, дисковый инструмент 2 и узел крепления 3.

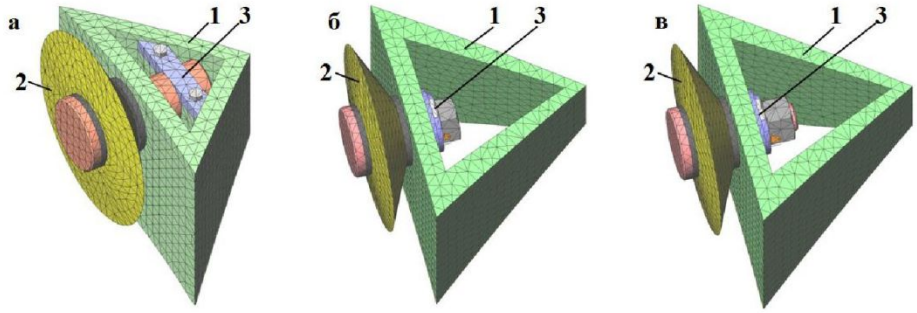

Рис. 6. Узлы крепления дискового инструмента к трехгранным призмам: крепление планкой-замком (а), винтом (б) и гайкой (в)

Как видно из рис. 7, при взаимодействии с породой дисковые инструменты перекатываются по восьми окружностям с шириной уступа забоя *H*. Так как дисковые инструменты установлены на коронке в виде двух спиралей, то по одной окружности перекатываются два диска.

DOI: 10.26730/2618-7434-2018-1-64-80

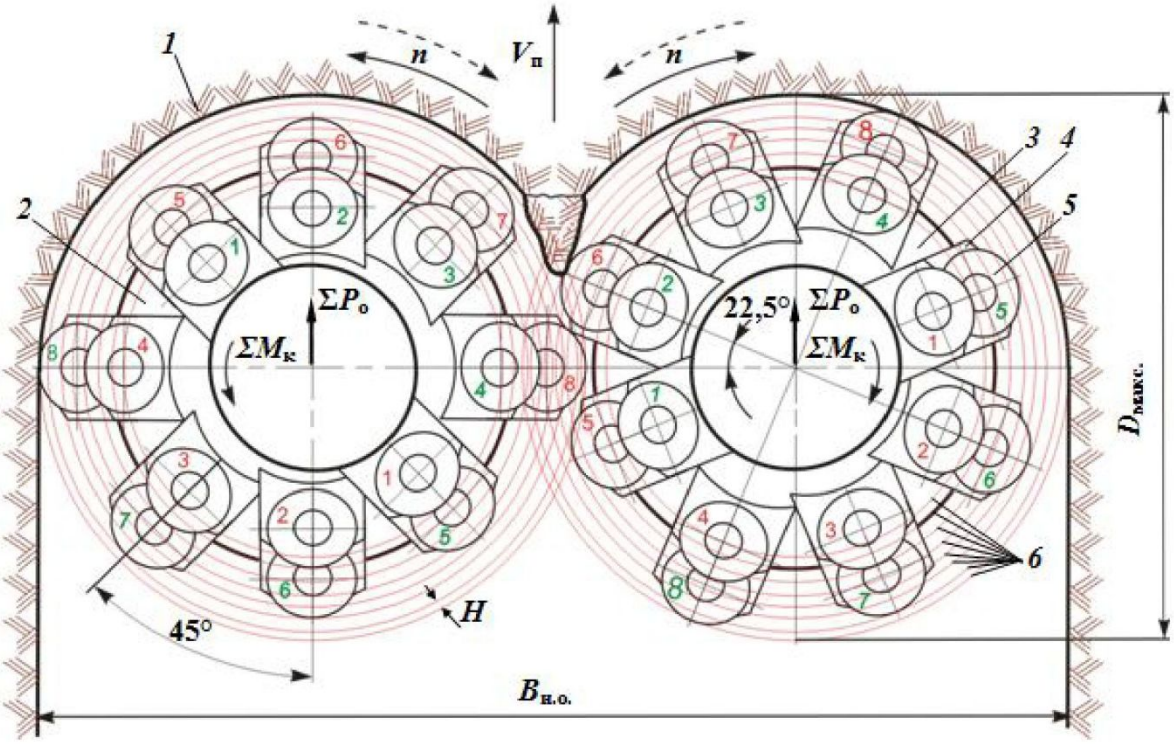

Рис. 7. Траектории движения дискового инструмента: 1 – врубовая поверхность; 2 и 3 – радиальные левая и правая коронки; 4 – трехгранная призма; 5 – дисковый инструмент; 6 – семейство линий перекатывания дисков; $B_{и.о.}$ – ширина исполнительного органа, м; $D_{макс.}$ – максимальный диаметр окружности перекатывания дискового инструмента, м; n – скорость вращения коронки, об/мин; $V_п$ – скорость подачи коронок, м/мин; ΣP_O – суммарное осевое усилие, кН; ΣМк – суммарный момент, Н·м.

Во время работы дисковый инструмент своей передней частью по дуге ОА вдавливается в породу на глубину *h* (рис. 8). При этом каждая точка его лезвия описывает циклоиду. Для упрощения расчетов предположим, что дисковый инструмент перемещается по поверхности контакта с разрушаемым забоем без проскальзывания.

Путь *AB* в контакте с породой за один оборот дискового инструмента определится из выражения:

$$AB = 2D\left(1-\sqrt{1-\frac{h}{D}}\right), \text{ м} \tag{3}$$

где *D* – диаметр дискового инструмента, м; *h* – глубина вдавливания дискового инструмента в породу, м.

Угол входа лезвия в контакт с породой

$$\theta = \frac{\pi}{2} - \frac{1}{2}\arccos\left(1-\frac{2h}{D}\right), \text{ град.} \tag{4}$$

Расчеты показывают, что при *D* = 0,2-0,6 м и *h* = 0,005-0,01 м угол входа θ = 73-82°. При таких углах скольжение лезвия относительно породы отсутствует. При глубине вдавливания *h* до 0,015 м путь за один оборот дискового инструмента составляет *AB* = (1,05–1,1) *h*.

Расчет усилий резания P_z, внедрения P_y и бокового P_x на дисковых инструментах производился по формулам (5, 6) с учетом конструктивных и режимных параметров, а также характеристик разрушаемого массива $\sigma_{сж}$.

Результаты расчетов представлены в табл. 1.

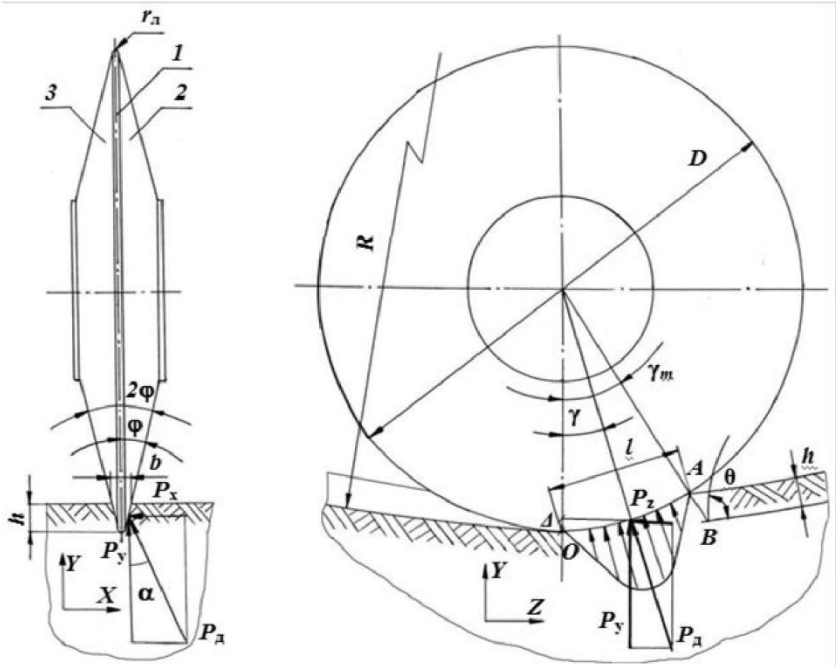

Рис. 8. Схема сил, действующих на дисковый инструмент

- для условий $\sigma_{сж} \geq 50$ МПа с коническим дисковым инструментом:

$$P_z = R\theta\sqrt{\rho}\sqrt{t_p}\cdot\sin(0{,}9\theta)\cdot\sin\varphi\cdot\sigma_{сж}\cdot 2;$$
$$P_y = P_z\cdot\mathrm{ctg}(k\theta); \qquad (5)$$
$$P_x = P_z\cdot\frac{c\lambda b}{R\sin(k\theta)};$$

- для условий $\sigma_{сж} \geq 50$ МПа с биконическим дисковым инструментом:

$$P_z = R\theta\sqrt{\rho}\sqrt{t_p}\cdot\sin(0{,}9\theta)\cdot\frac{\sin(\varphi_1+\varphi_2)}{\cos\varphi_2}\cdot\sigma_{сж}\cdot 2;$$
$$P_y = P_z\cdot\mathrm{ctg}(k\theta); \qquad (6)$$
$$P_x = P_z\cdot\frac{c\lambda b}{R\sin(k\theta)},$$

где $R = 0{,}08$ м – радиус дискового инструмента, м; $\theta = \arccos((R-h)/R)$, рад; $p = 0{,}0015$ м – радиус кромки притупления дискового инструмента, м; $t_p = 0{,}03$ м – шаг разрушения, м; $h = 0{,}006$ м – глубина внедрения, м; $b = 0{,}03$ м – толщина инструмента, м; φ_1, φ_2 – передний и задний углы заострения, град; $k = 0{,}8$ при $L > h$, $k = 0{,}5$ при $L = h$; L – высота обнаженной поверхности, м; $0 \leq \lambda \leq 1$ – в зависимости от вида реза; σ_p, $\sigma_{сж}$ – пределы прочности на растяжение и сжатие, МПа; $c = 1{,}0$ – блокированный и повторно-блокированный режим разрушения, $c = -1{,}0$ – свободный и полусвободный режим разрушения.

На кафедре горных машин и комплексов КузГТУ разработаны модели, позволяющие подробно описать картину формирования напряженного состояния разрушаемой породы под лезвием инструмента горных машин, выявить при этом зоны главных напряжений в породе и закономерности развития системы микротрещин в макротрещину, которая, в конечном итоге, приводит к разрушению породы [12, 13].

На рис. 9, *а*, *б* показаны распределения интенсивности σ_i напряжений в породе при воздействии на ее поверхность лезвия инструмента, без его проникновения в породу. Анализ напряженного состояния породы показывает, что:

- под лезвием расположено ядро сжатия ($\sigma_1 < 0$, $\sigma_2 < 0$, $\sigma_3 < 0$);

DOI: 10.26730/2618-7434-2018-1-64-80

- зона чистого растяжения ($\sigma_1 > 0$, $\sigma_2 > 0$, $\sigma_3 > 0$) под лезвием отсутствует;
- порода под лезвием разрушается в первую очередь в зонах, сочетающих растяжение ($\sigma_1 > 0$, $\sigma_2 > 0$) и сжатие ($\sigma_3 < 0$);
- макротрещина формируется при условии $\sigma_1 > 0$, $\sigma_2 < 0$.

Таблица 1

Усилия, кН	Характеристики разрушаемого массива по $\sigma_{сж}$, МПа									
	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
Биконический дисковый инструмент $\varphi = \varphi_1+\varphi_2 = 25°+5° = 30°$										
P_z	2,06	2,48	2,89	3,3	3,72	4,13	4,54	4,96	5,37	5,78
P_y	6,4	7,7	8,97	10,26	11,54	12,82	14,1	15,39	16,67	17,95
P_x	2,52	3,03	3,53	4,04	4,54	5,05	5,6	6,06	6,57	7,07
Биконический дисковый инструмент $\varphi = \varphi_1+\varphi_2 = 20°+10° = 30°$										
P_z	2,09	2,58	2,92	3,34	3,76	4,18	4,6	5,01	5,43	5,85
P_y	6,48	7,78	9,08	10,37	11,67	12,97	14,27	15,56	16,86	18,16
P_x	2,55	3,06	3,57	4,09	4,6	5,11	5,62	6,13	6,64	7,15
Биконический дисковый инструмент $\varphi = \varphi_1+\varphi_2 = 15°+15° = 30°$										
P_z	2,13	2,57	2,98	3,41	3,83	4,26	4,68	5,11	5,54	5,96
P_y	6,61	7,93	9,26	10,58	11,9	13,22	14,55	15,87	17,19	18,51
P_x	2,6	3,12	3,64	4,17	4,69	5,21	5,73	6,25	6,77	7,29
Конический дисковый инструмент $\varphi = 30°$										
P_z	2,06	2,47	2,88	3,29	3,7	4,11	4,53	4,94	5,35	5,76
P_y	6,39	7,66	8,94	10,22	11,49	12,77	14,05	15,33	16,6	17,88
P_x	2,51	3,02	3,52	4,02	4,53	5,03	5,53	6,04	6,54	7,05

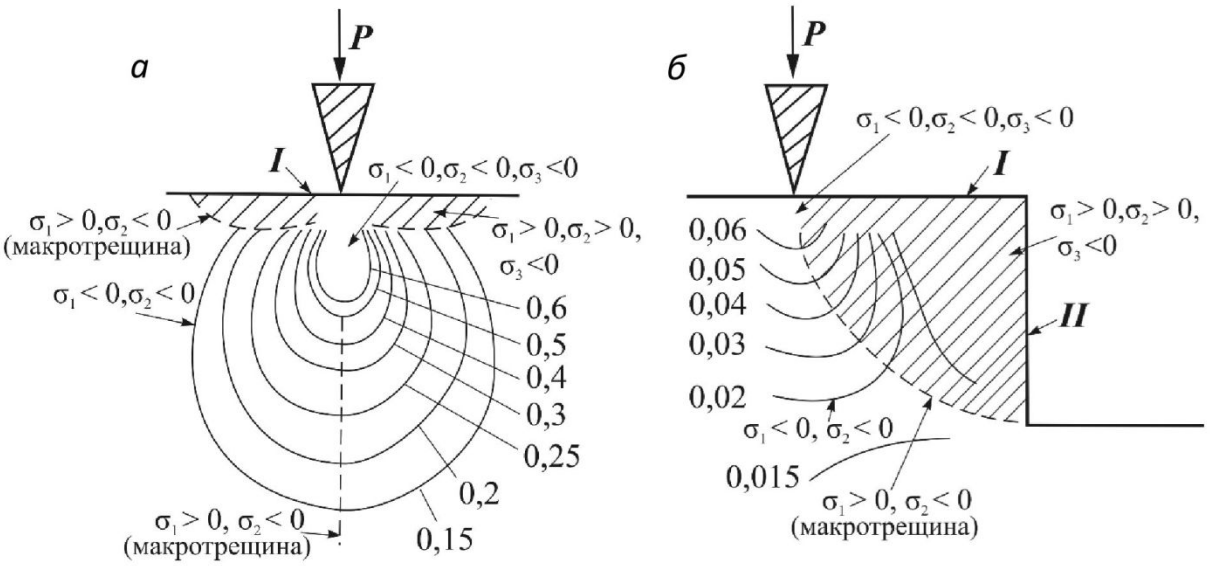

Рис. 9. Направление роста макротрещин: а – с одной свободной поверхностью (I); б – с двумя свободными поверхностями (I и II)

На рис. 9, *а*, *б* приведены траектории прорастания макротрещин в сторону свободных поверхностей (*I* и *II*), штриховой линией показано направление роста трещины, а разрушенная часть породы представлена заштрихованной областью.

Как видно из рис. 9, *а,* при наличии только одной свободной поверхности скалывается лишь небольшой объем породы, ограниченный макротрещиной и открытой свободной поверхностью (*I*). При этом процесс дробления породы явно преобладает над скалыванием, что сопровождается

большой энергоемкостью H_w, интенсивным пылеобразованием ω_{-1} и требует более высоких усилий (P) на внедрение инструмента в породу.

Как видно из рис. 9, *б,* при наличии второй свободной поверхности (II) изолинии σ_i «разворачиваются» в ее направлении, макротрещина выходит на ее поверхность. При этом объем разрушенной породы существенно возрастает. Заштрихованная разрушаемая область ограничена с одной стороны макротрещиной, а с другой – свободными поверхностями *I* и *II*.

Таким образом, наличие второй свободной поверхности ускоряет процесс развития системы микротрещин в макротрещину, который сопровождается меньшими усилием P энергоемкостью H_w и пылеобразованием ω_{-1}.

При блокированном режиме (рис. 10, *а*) имеется свободная обнаженная поверхность, образованная предшествующим дисковым инструментом, но объемное скалывание породы на эту свободную поверхность не происходит. Причина состоит в том, что соотношение $t_р/h$ большое и происходит только местное разрушение в зоне «*авс*».

При повторно-блокированном режиме (рис. 10, *б*), по этой же причине, скол на обнаженную поверхность невозможен. Повторно-блокированный режим сопровождается многократным перекатыванием лезвия дискового инструмента по одной линии резания. Происходит только местное разрушение в зоне «*авсd*». При полублокированном режиме (рис. 10, *в*), с двумя свободными поверхностями, происходит объемное разрушение в зоне «*bdfe*» (зона заштрихована).

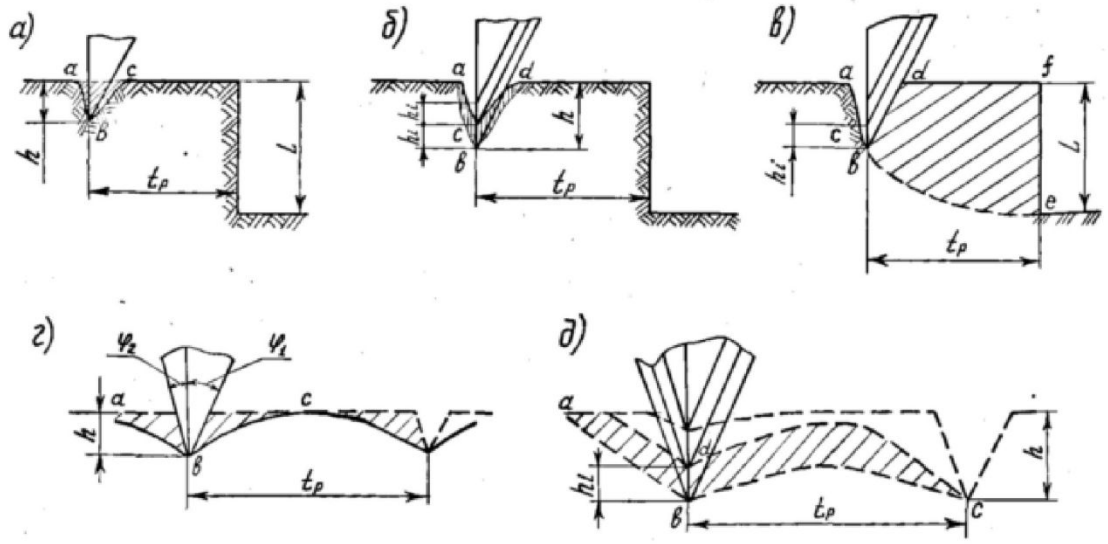

Рис. 10. Режимы разрушения породы дисковым инструментом

При отсутствии второй обнаженной поверхности энергоемкость разрушения породы дисковым инструментом выше, чем в первых трех режимах. Разрушение породы в блокированном режиме (рис. 10, *г*) возможно лишь местное в зонах «*авс*». При повторно-блокированном режиме, как видно из рис. 10, *д,* наблюдается объемное разрушение породы (зона заштрихована) между линиями резания, по которым перекатываются лезвия соседних дисковых инструментов. Лучшие результаты взаимодействия дискового инструмента с разрушаемым массивом показали асимметричные лезвия ($\varphi_1 > \varphi_2$). В результате исследований было установлено, что шаг резания $t_р$ – расстояние от линии действия инструмента до уступа – влияет на формирование поверхности разрушения.

Зависимость выхода трещины на свободную поверхность L_{max} от шага резания $t_р$ показана на рис. 11.

Штрихпунктирной линией на рис. 11 обозначена зона блокированного режима резания. Из рисунка видно, что у каждого шага резания с минимальной глубиной внедрения, существует своя максимальная высота обнажения выступа L_{max}, например, при шаге резания $t_р$ = 0,04 м выход трещины произойдет на максимальную высоту уступа L = 0,07 м.

DOI: 10.26730/2618-7434-2018-1-64-80

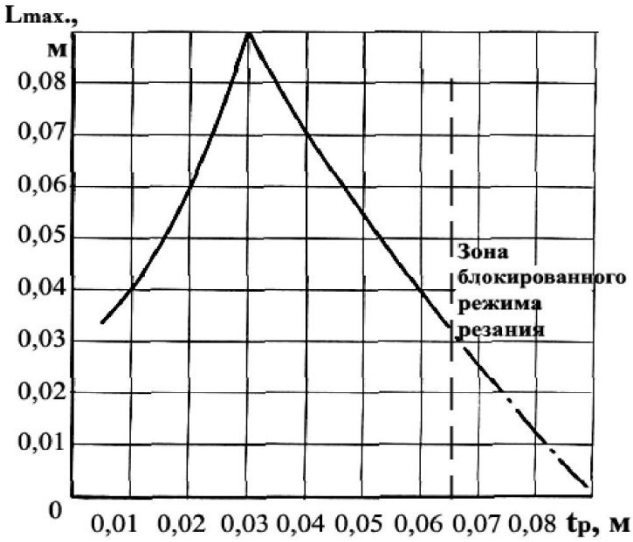

Рис. 11. Зависимость выхода трещины на свободную поверхность от высоты обнажения уступа L_{max} и шага резания $t_р$

Результаты и обсуждение. Воздействие дисковых инструментов исполнительных органов очистных комбайнов на разрушаемый массив.

На основе результатов анализа механизма воздействия рабочего инструмента на разрушаемый массив можно предложить достаточно простую характеристику [5–8], позволяющую оценить не только величину предела сопротивляемости горного массива разрушению, но и эффективность конкретного инструмента горной машины или механического воздействия. Базируется характеристика на допущении, что предел сопротивления материала разрушению $[\sigma]_р$ связан с энергетическими затратами H_W соотношением

$$[\sigma]_р = \frac{P(l)}{S\Delta l} = \frac{K\bar{N}\Delta t}{S\Delta l} = KH_W, \tag{7}$$

здесь $P(l)$ – диаграмма нагружения, $S\Delta l$ – деформируемый объем, K – коэффициент формы диаграммы нагружения (для треугольной формы $K = 2$), $\bar{N}$ – среднее значение мощности, затраченной на разрушение, Δt – продолжительность цикла нагружения до момента разрушения.

Таким образом, по реальным затратам энергии можно восстановить реальное значение сопротивляемости материала разрушению и сопоставить полученную величину с одной из инвариантных характеристик материала $\sigma_{сж}$, $\sigma_р$, τ. Поскольку предельными значениями для горных пород являются временные сопротивления сжатию и растяжению, а все остальные величины сопротивляемости элементарным деформациям лежат в интервале, ограниченном этими характеристиками, можно остановиться на величинах $\sigma_{сж}$ и $\sigma_р$, как мерах максимально и минимально возможных величин энергозатрат. Для количественной оценки реального сопротивления материала механическому воздействию введем коэффициент эффективности действия инструмента, связанный с инвариантными характеристиками разрушаемого массива и базирующийся на энергетических затратах, интервальная оценка которого (рис. 12):

$$\eta = 1 - \frac{\left[{}^{1}/_{\Delta x}\int_{x}^{x+\Delta x} H_W(x)dx\right] - \sigma_р}{\sigma_{сж} - \sigma_р}, \tag{8}$$

а точечная

$$\eta = 1 - \frac{2H_W - \sigma_р}{\sigma_{сж} - \sigma_р}.$$

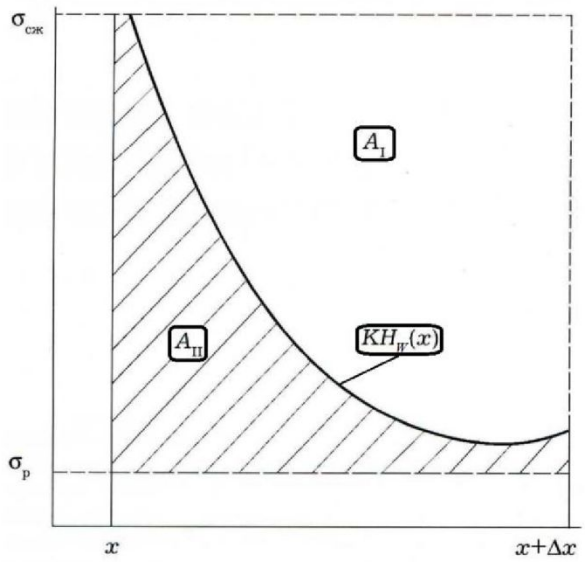

Рис. 12. К определению коэффициента эффективности: A_I— возможные приведенные затраты энергии; A_{II} — реальные приведенные затраты энергии

Характеристика инвариантна относительно физико-механических свойств разрушаемой среды [14-17] и зависит только от способа передачи энергии разрушаемому массиву. Гипотетическое допущение существования процесса, при котором энергозатраты на разрушение стремятся к нулю, приводит к оценке эффективности такого процесса

$$\eta = \frac{1}{1-\chi}. \quad (9)$$

Она является теоретическим пределом эффективности реальных процессов механического воздействия инструментов горных машин на разрушаемый массив. Здесь χ – показатель хрупкости материала

$$\chi = \frac{\sigma_р}{\sigma_{сж}} = \frac{1}{K_{хр}}.$$

Определенная по результатам опытов энергоемкость при разрушении кварца, габбро и карбонатных пород дисковым инструментом в режиме малоциклового нагружения, позволила получить результаты, которые хорошо укладываются в функциональную зависимость (рис. 13), близкую к теоретическому пределу и свидетельствующую о том, что с увеличением вязкости материала возрастает эффективность использования подводимой к инструменту энергии – происходит как бы «охрупчивание» материала (табл. 2).

Объяснение этому следует искать в том факте, что горные породы, обладающие высокой степенью хрупкости, имеют многочисленные дефекты структуры, которые играют роль элементарных трещин Гриффитса и способствуют движению магистральной трещины [18], и поэтому процесс, происходящий в образцах при лабораторном определении механических характеристик, близок к реально существующему, а горные породы, имеющие большую вязкость, структурно более однородны и разрушение сколом зерен материала в вершине трещины, приводящее к её росту, существенно отличается от процесса, протекающего в образцах при определении предела прочности в лабораторных условиях.

Разрушение же крепких горных пород при объемном их деформировании (свободное скалывание дисковым инструментом [19], приповерхностное разрушение дисковыми шарошками [20]) характеризуется противоположной тенденцией (рис. 14). Отмечается снижение коэффициента эффективности действия инструмента при возрастании вязкости разрушаемой среды, что особенно существенно проявляется при больших значениях относительного шага разрушения $\nu = t_р/h$. И если при величине $\nu = 1$, когда сильно влияние дополнительной поверхности обнажения, разрушение идет, в основном за счет напряжений растяжения (η = 0,7–0,9), то при разрушении

DOI: 10.26730/2618-7434-2018-1-64-80

даже достаточно хрупких материалов в режиме приповерхностного дробления ($\nu = 8$) коэффициент эффективности действия не превышает величины $\eta = 0{,}7$ и может иметь даже отрицательные значения. Последнее обстоятельство объясняется неэффективным использованием подводимой энергии на создание дополнительных деформаций массива, не приводящих к его разрушению.

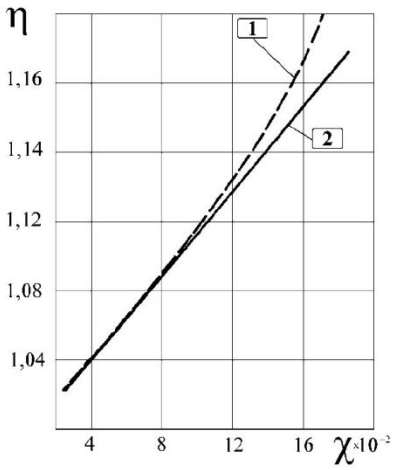

Рис. 13. Эффективность механического разрушения с использованием явления подвижных магистральных трещин

Таблица 2

Характеристики эффективности разрушения различных литотипов горных пород с использованием явления магистральных трещин

	Литотип	Показатель хрупкости χ	Коэффициент эффективности η
Ударное скалывание межщелевых целиков	Туф литокристаллический	0.064	1.06
	Песчаник мелкозернистый на карбонатном цементе, светло-серый	0.078	1.08
	Кварцито-песчаник	0.186	1.21
	Гранит биотитовый, среднезернистый	0.063	1.06
	Песчаник кварцевый ожелезненный	0.026	1.02
Малоцикловое разрушение дисковым инструментом	Карбонатные породы с остатками растительной структуры	0.054	1.03
	Кварц	0.072	1.08
	Габбро	0.123	1.12

Приведенные на рис. 14 зависимости для случая объемного разрушения указывают только на тенденцию изменения коэффициента эффективности действия инструмента, поскольку базируется на непредставительном объеме статистического материала по литологическим группам пород, для уточнения которых требуется проведение дополнительных исследований. Однако вес отдельных точек значителен, поскольку каждая из них получена на основе обработки не менее 50 осциллограмм, что делает возможным использование их для прогноза энергетических затрат при разрушении исполнительными органами комбайнов пород, обладающих аналогичными показателями хрупкости.

Введенное понятие коэффициента эффективности действия инструмента и установленные зависимости его изменения позволяют оценить удельные энергозатраты на разрушение при выемке рудных массивов очистным комбайном. Режим работы инструмента при этом определяется соотношением глубины внедрения в горный массив $h_{уд}$ за один оборот исполнительного органа и шага

набора инструмента на последнем $t_р$. Сложное стратиграфическое строение разрушаемой пачки полезного ископаемого предопределяет разбивку траектории движения инструмента на литологически однородные участки (рис. 15, *а*) с обязательным выделением участков (заштрихованная зона), где величина относительного шага значительна: $\nu >> 2$.

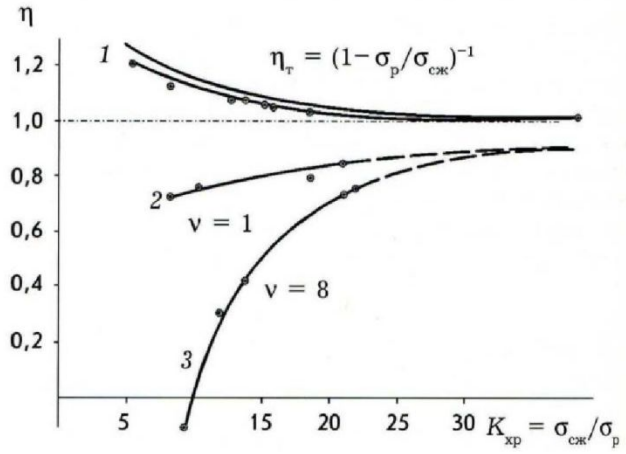

Рис. 14. Эффективность механического разрушения при малоцикловом нагружении (1) и объемном деформировании (2, 3) горных пород

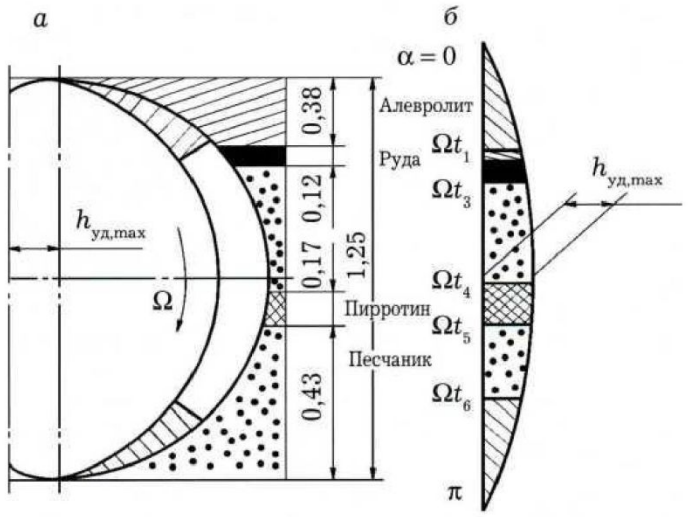

Рис. 15. Формирование стружки разрушаемого массива (а) и эквивалентная расчетная схема (б)

Кроме того, циклоидальная форма снимаемой стружки, для которой в первом приближении справедлива закономерность

$$h_{уд} = h_{уд,max} \sin \Omega t, \tag{10}$$

где Ω – частота вращения исполнительного органа, заставляет прибегнуть к осреднению мгновенного значения глубины внедрения инструмента в разрушаемый массив в пределах структурно однородного участка пути движения инструмента. В качестве меры осреднения наиболее удобно использовать эффективное (действующее) значение текущей величины (рис. 15, *б*)

$$h^2_{уд,эф} = \frac{1}{t_{i+1}-t_i}\int_{t_i}^{t_{i+1}} \sin^2(\Omega t)\, dt, \tag{11}$$

которое в конечном итоге определяет интегральную оценку относительного шага разрушения $\nu = t_р/h_{уд,эф}$. Используя ранее установленные авторами корреляционные соотношения относительного шага разрушения и величины коэффициента эффективности действия инструмента, не-

DOI: 10.26730/2618-7434-2018-1-64-80

трудно оценить величину удельных энергозатрат при разрушении полезного ископаемого, а, следовательно, и производительность горных выемочных машин в конкретных горнотехнических условиях

$$H_{W,i} = \frac{\sigma_{\text{сж},i}\,(1-\eta_i)+\sigma_{\text{р},i}\eta_i}{2}. \quad (12)$$

Общая энергоемкость в этом случае определится по формуле

$$H_W = \frac{\sum_1^n H_{W,i} m_i}{\sum_1^n m_i}, \quad (13)$$

где m_i – мощность отдельных пачек полезного ископаемого.

Дисковые инструменты, расположенные в соседних линиях резания, находятся одновременно в контакте с различными пачками горных пород. Формирующиеся на них нагрузки, от которых зависят суммарные затраты на разрушение, являются не только функциями физико-механических свойств горных пород, но и параметров разрушения, определяемых кинематикой работы и конструктивными параметрами исполнительного органа. Это позволяет получить в аналитическом виде зависимость потребных энергозатрат от скорости подачи исполнительного органа на забой.

В качестве иллюстрации предложенного метода определения минимально потребных энергозатрат на разрушение массива полезного ископаемого рассмотрена выемка рабочим органом ШДИ-1250 комбайна 1ГШ-68 горного массива, включающего жилу С1-27, прослоек пирротина и вмещающие породы (песчаник и алевролит). Стратиграфический разрез показан на рис. 15, а, характеристики механических свойств приведены в табл. 3.

Таблица 3

Механические свойства разрушаемых пород

Литотип	Предел прочности при одноосном сжатии, МПа			Предел прочности при одноосном растяжении, МПа		
	max	min	med	max	min	med
Сульфидная руда	83.7	26.1	46.4	9.4	3.3	6.6
Пирротин	-	-	136.0	-	-	7.5
Песчаник	128.3	37.8	72.0	31.8	6.5	16.2
Алевролит	83.9	14.7	48.3	40.0	7.6	19.1

Расчеты показывают, что величина удельных энергозатрат при разрушении этого массива дисковым инструментом при скорости подачи комбайна $V_п$ = 0,3 м/мин составляет H_W = 1,79 ± 0.44 кВт·час/м^3. В то же время замеры потребляемой мощности на этой же скорости подачи при опытной эксплуатации дают величину $H_{Wэ}$ = 2,9±0,79 кВт·час/м^3. Это расхождение объясняется тем, что крупные куски полезного ископаемого, отделенные дисковым инструментом от массива, остаются в зоне работы исполнительного органа и подвергаются дополнительному дроблению, о чем свидетельствует грансостав отбитой горной массы. На этот процесс требуются дополнительные затраты энергии.

Для производственных испытаний исполнительные органы оснащались двумя типами дискового инструмента: с непрерывной и прерывистой режущей кромками, которая создавалась твердосплавными вставками различной конструкции [17, 19] (рис. 16, *а*, *б*, *в*).

Выводы и заключение. Результаты производственных испытаний экспериментальных образцов рабочих органов на очистных комбайнах при выемке угольных пластов с породными прослойками и включениями, при отработке жилы метаморфизованного кварца и россыпи многолетнемерзлых песков, а также при добыче сульфидной руды из маломощного жильного месторождения (рис. 15, б) подтвердили основные рекомендации, положенные в основу проектирования дискового инструмента и шнековых исполнительных очистных узкозахватных комбайнов и позволили установить следующее:

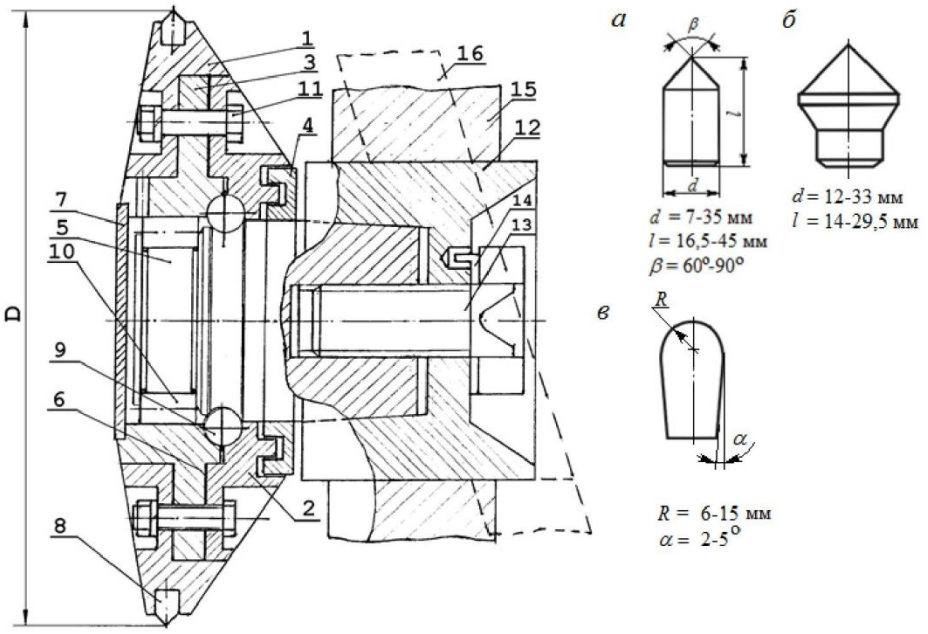

Рис. 16. Конструкция дискового инструмента, армированного твердосплавными вставками различной конструкции: а – конической; б – грибковой; в – эллипсовидной

- энергоемкость разрушения угольных пластов с прослойками мелкозернистого песчаника и твердыми включениями составила величину H_W = 0,7…1,0 кВт·ч/м^3;
- энергоемкость разрушения кварцевых метасоматитов (весьма хрупкие горные породы) составила в среднем H_W = 0,85…1,25 кВт·ч/м^3 и не превышала 4,5 кВт·ч/м^3 в экстраординарном режиме;
- удельные энергозатраты на разрушение россыпи многолетнемерзлых речных отложений (вязкие горные породы) составляют в среднем H_W = 2,8…3,5 кВт·ч/м^3 и не превышали 4,1 кВт·ч/м^3;
- удельное пылеобразование снизилось в среднем в 2 раза по сравнению с разрушением горного массива серийным режущим инструментом;
- удельный расход дискового скалывающего инструмента во время производственных испытаний не превышал 8 штук на 1000 м^3 разрушенной горной массы;
- наработка на отказ опорного узла составляла 800…1000 м^3 разрушенной горной массы.

Список источников

1. Хорешок, А.А. О состоянии и перспективах развития средств механизации горно-проходческих работ в условиях Кузнецкого угольного бассейна / А.А. Хорешок, В.В. Кузнецов, А.Ю. Борисов // Горная техника : добыча, транспортировка и переработка полезных ископаемых : каталог-справочник, 2008. – СПб. : Славутич. – С. 12-16.

2. Барон, Л.И. К выбору критерия оценки сопротивляемости горных пород разрушению шарошечным инструментом / Л.И. Барон, Л.Б. Глатман // Разрушение горных пород шарошечным инструментом. – М. – Наука. – 1966. – С. 18-27.

3. Позин Е.З. Сопротивляемость углей разрушению режущими инструментами. – М. – Наука. – 1972. – 238 с.

4. Тангаев И.А. Энергоемкость процесса добычи и переработки полезных ископаемых. – М. – Недра. – 1986. – 274 с.

5. Шрейнер Л.А. Твердость хрупких тел. – М. Гостоптехиздат. – 1949. – 187 с.

6. Кузнецов В.В. Обоснование параметров и разработка исполнительного органа проходческого комбайна, оснащенного дисковым инструментом: Дис. ... канд. техн. наук. – Кемерово, 1992. – 182 с.

7. Хорешок, А.А. Обоснование геометрических параметров дискового инструмента для исполнительных органов проходческих комбайнов / А.А. Хорешок, В.В. Кузнецов, А.Ю. Борисов // Горное оборудование и электромеханика. – 2008. – № 2. – С. 11–13.

8. Полкунов, Ю.Г. Циклическое разрушение крепких пород инструментами горных машин, формирующими трещины нормального разрыва: дис. … д-р техн. наук / Ю.Г. Полкунов. – Кемерово, 2000. – 515 с.

9. Хорешок, А.А. Совершенствование конструкции продольно-осевых коронок проходческого комбайна избирательного действия / А.А. Хорешок, Л.Е. Маметьев, А.Ю. Борисов, С.Г. Мухортиков // Горное оборудование и электромеханика. – 2010. – № 5. – С. 2-6.

10. Хорешок А.А. Разработка реверсивных коронок для проходческих комбайнов с дисковым инструментом на сменных трехгранных призмах / А.А. Хорешок, Л.Е. Маметьев, А.Ю. Борисов, С.Г. Мухортиков, А.В. Воробьев // Горное оборудование и электромеханика. – 2013. – № 9. – С. 40-44.

11. Нестеров, В.И. Разрушение угольных и рудных пластов с твердыми включениями шнековыми рабочими органами: Монография / В.И. Нестеров, А.А. Хорешок, В.Н. Вернер, Ю.Г. Полкунов, В.В. Кузнецов, С.П. Кольцов, Ю.А. Лямин / ГУ КузГТУ. – Кемерово, 2001. – 125 с.

12. Крестовоздвиженский, П.Д. Выбор формы армирующих вставок для тангенциальных поворотных резцов горных машин / П.Д. Крестовоздвиженский, В.И. Клишин, С.М. Никитенко, П.Б. Герике // ФТПРПИ. – 2014. – №6. – С. 107-115.

13. Нестеров В.И., Герике Б.Л. Выбор рациональных режимов разрушения твердых включений дисковым скалывающим инструментом // Теория и практика разрушения углей и горных пород / Материалы научного совета по проблеме «Новые процессы и способы производства работ в горном деле»: ГКНТ СССР. – М. – 1978. – С. 44-45.

14. Испытания комбайнового способа выемки руд / В.М. Лизункин, Волков Е.С., Кравцов В.М. [и др.] // Горный журнал – 1989. – № 2. – С. 36-38.

15. Герике Б.Л., Лизункин В.М., Лизункин М.В. Разрушение песков многолетнемерзлых россыпей дисковым скалывающим инструментом очистных комбайнов // Колыма. – 1995. – № 11-12. – С.20-24.

16. Лизункин В.М., Герике Б.Л., Уцын Ю.Б. Механизированная подземная разработка крепких руд маломощных месторождений. – Чита: ЧитГУ, 1999. – 238 с.

17. Исполнительный орган горного комбайна / В.М. Лизункин, Е.И. Крылов, Б.Л. Герике, М.В. Лизункин // Патент РФ № 2187640, E21C25/16, 20.08.2002.

18. Кудлай Е.Д., Приволоцкий А.А. Исследование характеристик работы исполнительных механизмов очистного комбайна // Совершенствование техники и технологии разработки многолетнемерзлых россыпей: Сб. науч. тр. – Магадан, 1985. – С.15-19.

19. Герике, Б.Л. Концепция породоразрушающего исполнительного органа машины для подземной разработки кимберлитовых руд / Б.Л. Герике, А.П. Филатов, П.Б. Герике, В. И. Клишин // ФТПРПИ. – 2006. – № 6. – С. 98-105.

20. Gerike, B.L., Gerike, P.B., Klishin, V.I. et al. Modeling destructive effect exerted by shearing discs of heading-and-winning machines on a rock mass. Journal of Mining Science, 2008, vol. 44, pp. 497-503.

References

1. Khoreshok, A.A. O sostojanii i perspektivah razvitija sredstv mehanizacii gorno-prohodcheskih rabot v uslovijah Kuzneckogo ugol'nogo bassejna / A.A. Khoreshok, V.V. Kuznetsov, A.Ju. Borisov // Gornaja tehnika : dobycha, transportirovka i pererabotka po-leznyh iskopaemyh : katalog-spravochnik, 2008. – SPb. : Slavutich. – S. 12–16.

2. Baron L.I., Glatman L.B. K vyboru kriterija ocenki soprotivljaemosti gornyh porod razrusheniju sharoshechnym instrumentom// Razrushenie gornyh porod sharoshechnym instrumentom. – M. – Nauka. – 1966. – S. 18-27.

3. Pozin E.Z. Soprotivljaemost' uglej razrusheniju rezhushhimi instrumentami. – M. – Nauka. – 1972. – 238s.

4. Tangaev I.A. Jenergoemkost' processa dobychi i pererabotki poleznyh iskopaemyh. – M. – Nedra. – 1986. – 274 s.

5. Shrejner L.A. Tverdost' hrupkih tel. – M. Gostoptehizdat. – 1949. – 187 s.

6. Kuznetsov V.V. Obosnovanie parametrov i razrabotka ispolnitel'nogo organa prohodcheskogo kombajna, osnashhennogo diskovym instrumentom: Dis. ... kand. tehn. nauk. – Kemerovo, 1992. – 182 s.

7. Khoreshok, A.A. Obosnovanie geometricheskih parametrov diskovogo instrumenta dlja ispolnitel'nyh organov prohodcheskih kombajnov / A.A. Khoreshok, V.V. Kuznetsov, A.Yu. Borisov // Gornoe oborudovanie i jelektromehanika. – 2008. – № 2. – S. 11–13.

8. Polkunov, Yu.G. Ciklicheskoe razrushenie krepkih porod instrumentami gornyh mashin, formirujushhimi treshhiny normal'nogo razryva: dis. … d-r tehn. nauk / Ju.G. Polkunov. – Kemerovo, 2000. – 515 s.

9. Khoreshok, A.A. Sovershenstvovanie konstrukcii prodol'no-osevyh koronok prohodcheskogo kombajna izbiratel'nogo dejstvija / A.A. Khoreshok, L.E. Mamet'ev, A.Ju. Borisov, S.G. Muhortikov // Gornoe oborudovanie i jelektromehanika. – 2010. – № 5. – S. 2–6.

10. Khoreshok A.A. Razrabotka reversivnyh koronok dlja prohodcheskih kombajnov s diskovym instrumentom na smennyh trehgrannyh prizmah / A.A. Khoreshok, L.E. Mamet'ev, A.Ju. Borisov, S.G. Muhortikov, A.V. Vorob'ev // Gornoe oborudovanie i jelektrome-hanika. – 2013. – № 9. – S. 40–44.

11. Nesterov, V.I. Razrushenie ugol'nyh i rudnyh plastov s tverdymi vkljuchenijami shnekovymi rabochimi organami: Monografija / V.I. Nesterov, A.A. Khoreshok, V.N. Verner, Ju.G. Polkunov, V.V. Kuznecov, S.P. Kol'cov, Ju.A. Ljamin / GU Kuzbas. gos. tehn. un-t. – Kemerovo, 2001. – 125 s.

12. Krestovozdvizhenskij, P.D. Vybor formy armirujushhih vstavok dlja tangencial'nyh povorotnyh rezcov gornyh mashin / P.D. Krestovozdvizhenskij, V.I. Klishin, S.M. Nikitenko, P.B. Gerike // FTPRPI. – 2014. – №6. – S. 107-115.

13. Nesterov V.I., Gerike B.L. Vybor racional'nyh rezhimov razrushenija tverdyh vkljuchenij diskovym skalyvajushhim instrumentom // Teorija i praktika razrushenija uglej i gornyh porod / Materialy nauchnogo soveta po probleme «Novye processy i spo-soby proizvodstva rabot v gornom dele»: GKNT SSSR. – M. – 1978. – S. 44–45.

14. Ispytanija kombajnovogo sposoba vyemki rud / V.M. Lizunkin, Volkov E.S., Kravcov V.M. [i dr.] // Gornyj zhurnal – 1989. – № 2. – S. 36–38.

15. Gerike B.L., Lizunkin V.M., Lizunkin M.V. Razrushenie peskov mnogoletnemerzlyh rossypej diskovym skalyvajushhim instrumentom ochistnyh kombajnov // Kolyma. – 1995. – № 11–12. – S.20–24.

16. Lizunkin V.M., Gerike B.L., Ucyn Ju.B. Mehanizirovannaja podzemnaja razrabotka krepkih rud malomoshhnyh mestorozhdenij. – Chita: ChitGU, 1999. – 238 s.

17. Ispolnitel'nyj organ gornogo kombajna / V.M. Lizunkin, E.I. Krylov, B.L. Gerike, M.V. Lizunkin.// Patent RF № 2187640, E21C25/16, 20.08.2002.

18. Kudlaj E.D., Privolockij A.A. Issledovanie harakteristik raboty ispolnitel'nyh mehanizmov ochistnogo kombajna // Sovershenstvovanie tehniki i tehnologii razrabotki mnogoletnemerzlyh rossypej: Sb. nauch. tr. – Magadan, 1985. – S.15 19.

19. Gerike, B.L. Koncepcija porodorazrushajushhego ispolnitel'nogo organa mashiny dlja podzemnoj razrabotki kimberlitovyh rud / B.L. Gerike, A.P. Filatov, P.B. Geri-ke, V. I. Klishin // FTPRPI. – 2006. – № 6. – S. 98–105.

20. Gerike, B.L., Gerike, P.B., Klishin, V.I. et al. Modeling destructive effect exerted by shearing discs of heading-and-winning machines on a rock mass. Journal of Mining Science, 2008, vol. 44, pp. 497-503.

Авторы

Хорешок Алексей Алексеевич
доктор техн. наук, профессор, e-mail: haa.omit@kuzstu.ru
Маметьев Леонид Евгеньевич,
доктор техн. наук, профессор, e-mail: bau.asp@rambler.ru
Цехин Александр Михайлович,
кандидат техн. наук, доцент, e-mail: bau.asp@rambler.ru
Борисов Андрей Юрьевич,
кандидат техн. наук, доцент, e-mail: bau.asp@rambler.ru

Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева

Authors

Aleksey A. Khoreshok, *Dr. Sc., Professor*
e-mail: haa.omit@kuzstu.ru
Leonid E. Mametyev, *Dr. Sc., Professor*
e-mail: bau.asp@rambler.ru
Alexander M. Tsekhin, *PhD (Engineering), Associate Professor*
e-mail: bau.asp@rambler.ru
Andrey Yu. Borisov, *PhD (Engineering), Associate Professor*
e-mail: bau.asp@rambler.ru

T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University

Библиографическое описание статьи

Хорешок А.А. Перспективы использования дисковых инструментов на исполнительных органах горных машин / А.А. Хорешок, Л.Е. Маметьев, А.М. Цехин, А.Ю. Борисов // Техника и технология горного дела. – 2018. – № 1 (1). – С. 65-81.

Cite this article

Khoreshok A.A., Mametyev L.E., Tsekhin A.M., Borisov A.Yu. (2018) Prospects of disk tools using on executive bodies of mining machines, *Journal of mining and geotechnical engineering,* 1(1):65.