

УДК 622.23

**ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ РАСПОЛОЖЕНИЯ РЕЗЦОВ КОРОНКИ
НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА**

Шуо Цяо^{1,2}, Айлунь Ванг^{1,2}, Юмин Сья^{1,2}, Лайкунг Лин², Цзайчжен Лю³, Цзиньшу Лю³

¹Институт легких сплавов, Центральный Южный Университет, 410083, Чанша, Хунань, Китай

²Государственная Главная лаборатория высокотехнологического комплексного производства,
E-mail: 153801001@csu.edu.cn, 410083, Чанша, Хунань, Китай

³ООО “Китайская компания тяжелых промышленных железнодорожных конструкций”,
410100, Чанша, Китай

Проходческий комбайн представляет собой современный тип горных машин с функциями резания и возведения анкерной крепи. Разработаны три варианта расположения резцов на резцовой коронке проходческого комбайна для обеспечения наиболее эффективного резания угля. Выполнена оценка производительности резания на основе математического моделирования и лабораторных экспериментов при разных скоростях вращения шнека и различном расположении резцов. Достоверность математической модели подтверждена результатами лабораторных экспериментов. Цель данного исследования — разработка теоретического руководства по проектированию резцовой коронки проходческого комбайна.

Расположение резцов, проходческий комбайн, метод конечных элементов, резание углепородного массива, неравномерность нагрузки

DOI: 10.15372/FTPRPI20180610

Резание углепородного массива является основной технологией добычи угля. Резцовая коронка проходческого комбайна — главный рабочий орган в системах резания углепородного массива [1–4]. От качества проектирования таких систем зависит надежность, экономичность и скорость выполняемых работ. Ввиду того, что разработки проходческих комбайнов ведутся относительно недавно, в литературе представлено недостаточно сведений об исследованиях оптимальных схем расположения резцов на резцовой коронке. При этом глубоко изучен другой тип оборудования для резания углепородного массива — спиральный режущий барабан, и эти результаты учтены в настоящем исследовании. Так, в [5] экспериментально оценена эффективность работы режущих барабанов для различных типов угля и вмещающих пород. В [6] показано, что площадь и глубина резания влияет на силу резания и на удельную энергию. Система нагрузок, действующих на барабан, рассчитана с помощью метода конечных элементов (МКЭ) и успешно применена при проектировании выемочных комбайнов. Наиболее эффективная схема расположения резцов в шнеке вые-

Исследования выполнены при финансовой поддержке Приоритетной стратегической программы Хунаня (2015GK1009) в области промышленных технологических исследований и Фонда фундаментальных исследований для Центральных университетов Центрального Южного Университета (2017zzts094).

мочного комбайна для различных рабочих режимов выбрана в [7]. При этом в виде коэффициентов учтены крутящий момент, сила резания и коэффициент неравномерности нагрузки. Зависимость качества дробления от угла обхвата режущего барабана лопастью изучена в [8]. Там же представлена формула для расчета силы резания [8].

Следует отметить, что между проходческим комбайном и традиционным спиральным режущим барабаном имеются существенные различия. В настоящее время отсутствуют сведения об исследованиях расположения резцов на резцовой коронке проходческого комбайна, поэтому совершенствование технологии проектирования и изготовления резцовых коронок является важной задачей. В статье представлена имитационная модель взаимодействия резцовой коронки с углепородным массивом, которая использует метод конечных элементов [9–12]. Величины удельной энергии и неравномерности нагрузки, полученные в процессе моделирования, проанализированы при различных параметрах движения, результаты анализа дают количественные показатели для оценки производительности резцовой коронки.

МЕХАНИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕЗЦОВОЙ КОРОНКИ

Проходческий комбайн представляет собой механизированный комплекс, осуществляющий как выемку полезного ископаемого, так и возведение анкерной крепи [13–14]. Углепородный массив разрушается поворотной резцовой коронкой, расположенной впереди, в то время как анкерная крепь устанавливается специальной машиной, расположенной в задней части комбайна.

Впервые одновременная выемка породы и установка анкерной крепи была реализована в Австралии в угольной шахте Таптоо в 1991 г., ознаменовав первое в мире применение проходческого комбайна [15]. С тех пор такие машины успешно применялись в Северной Америке, Южной Африке, Австралии и в других странах [16].

К началу XXI в. проходческие комбайны использовались для проходки подземных горных выработок при разработке угольных месторождений в Китае, но результаты их применения оказались незначительными. Резцовая коронка проходческого комбайна состоит из барабана, посадочных отверстий для резцов и непосредственно конусообразных резцов. В отличие от классических выемочных комбайнов, в конструкции резцовой коронки проходческого комбайна отсутствует спиральная лопасть, таким образом, посадочные отверстия для резцов непосредственно связаны с корпусом резцовой коронки [17] (рис. 1). Отбитый в процессе добычи уголь транспортируется к ленточному конвейеру с помощью переднего скребкового колеса.

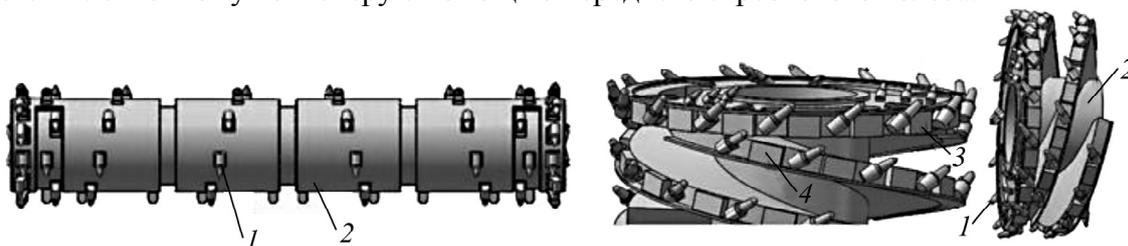


Рис. 1. Конструкции резцовых коронок различных горных машин: *а* — резцовая коронка проходческого комбайна; *б* — резцовая коронка классического проходческого комбайна: 1 — конусообразный резец; 2 — корпус барабана; 3 — торцевой диск; 4 — винтовая лопасть

В классических выемочных комбайнах посадочные отверстия для резцов связаны непосредственно со спиральной лопастью, а отбитый уголь подается в скребковый конвейер и удаляется винтовой лопастью. При разрушении углепородного массива проходческим

комбайном размер отбитых фрагментов несколько больше, чем при использовании выемочного комбайна. Различия в конструкции резцовой коронки проходческого комбайна и спирального режущего барабана выемочного комбайна приводят к значительной разнице в механических свойствах этих устройств [18–20]. Резцовая коронка проходческого комбайна может поступательно двигаться вперед и вращаться вокруг продольной оси барабана, при этом углеродный массив разрушается за счет вращения конусообразных резцов, размещенных на барабане в разном количестве.

Механическая модель. Резцовая коронка проходческого комбайна состоит из барабана, посадочных отверстий для резцов и непосредственно конусообразных резцов.

Движение резцовой коронки складывается из тягового перемещения проходческого комбайна и вращения барабана, которое также обеспечивает разрушение углеродного массива. Суммарная сила резания коронки может быть разложена на три компонента: силу резания X_i , тяговое усилие Y_i и осевое усилие Z_i (рис. 2).

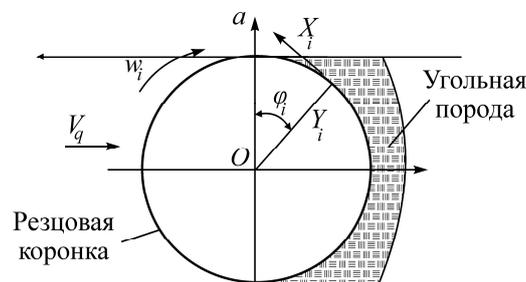


Рис. 2. Механическая модель резцовой коронки проходческого комбайна

В соответствии с работами [6, 10] о силе резания горных пород, компонент силы резания X_i может быть представлен следующим выражением:

$$X_i = 10 \bar{A} h t \frac{0.35b + 0.3}{b + B h^{0.5}} k_1 k_2 k_3 k_4 \frac{1}{\cos \beta} + 100 f' k_{yy} \sigma_c S_d, \quad (1)$$

где S_d — площадь срезания; σ_c — прочность породы на одноосное сжатие; b — ширина твердосплавного наконечника; B — коэффициент хрупкости угольной породы; k_{1-4} — коэффициенты корреляции для конусообразного резца; h — средняя толщина обломка породы; t — глубина резания; k_{yy} — отношение среднего напряжения в поверхностном слое и прочности породы на одноосное сжатие; β — угол установки конусообразного резца; f' — коэффициент корреляции силы резания; \bar{A} — сопротивление углеродного массива резанию.

Средний момент T может быть записан выражением

$$T = n \left(\frac{D}{2} + L \right) X_i, \quad (2)$$

где D — диаметр резцовой коронки; n — количество конусообразных резцов; L — расстояние между точкой резания и нижней точкой посадочного отверстия резца.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Для выбора оптимальной схемы расположения резцов разработаны три варианта, оценка эффективности применения которых выполнена на основе результатов математического моделирования методом конечных элементов. Схемы расположения резцов разделены на следующие: рядная последовательная, двойная шахматная и смешанная (рис. 3).

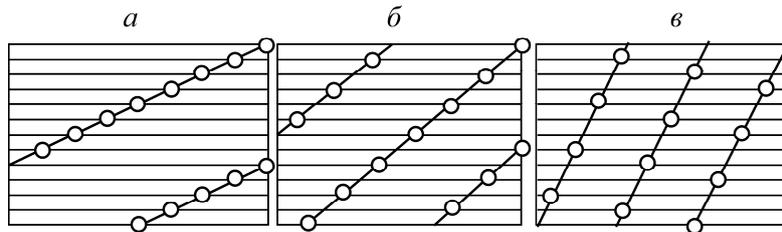


Рис. 3. Различные схемы расположения резцов на резцовой коронке: *a* — рядная последовательная; *б* — двойная шахматная; *в* — смешанная

Физико-механические и прочностные свойства углепородного массива, определенные экспериментально в лабораторных условиях, представлены в табл. 1. Прочность образцов на одноосное сжатие составила 15 МПа.

ТАБЛИЦА 1. Физико-механические и прочностные свойства углепородного массива

Характеристика	Значение
Угол внутреннего трения, град	52.00
Коэффициент трения между резцом и угольной породой	0.15
Угол трения между резцом и угольной породой, град	8.53
Прочность на одноосное сжатие, МПа	15.00
Предел прочности на сдвиг, МПа	1.40
Предел прочности на разрыв, МПа	0.60

Разрушение горных пород происходит из-за продольной деформации и деформации сдвига [21, 22]. Когда продольная деформация или деформация сдвига углепородного массива достигают некоторой критической точки, происходит отрыв элемента массива.

На практике при проектировании резцовой коронки скорость ее вращения принимается постоянной и не может быть отрегулирована в зависимости от изменения предела прочности угля в процессе резания, в отличие от линейной скорости проходческого комбайна, которая автоматически выбирается исходя из прочностных характеристик подсекаемого массива. При имитационном анализе резания углепородного массива рассматриваются разные скорости вращения коронки при постоянной скорости движения комбайна. Подробная характеристика приведена в табл. 2. Имитационная модель рядной последовательной схемы расположения резцов показана на рис. 4.

ТАБЛИЦА 2. Режим резания углепородного массива

Характеристика	Значение
Схема расположения резцов	Рядная последовательная, двойная шахматная, смешанная
Линейная скорость комбайна, м/мин	0.9
Скорость вращения коронки, об/мин	20, 30, 40, 50

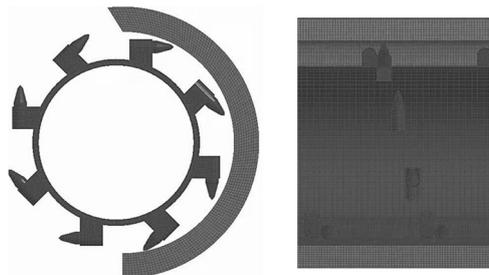


Рис. 4. Модель резания углепородного массива резцовой коронкой

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ

Для оценки производительности трех различных схем расположения резцов на резцовой коронке использованы показатели, предложенные в [23].

Коэффициент неравномерности нагрузки δ_j отражает степень неравномерности нагрузки на резцовую коронку. Так как количество конусообразных резцов и напряженное состояние углеродного массива могут изменяться во время отработки пласта, нагрузка на коронку изменяется циклически. Коэффициент является важным показателем, используемым для оценки надежности породоразрушающего инструмента, так как показывает степень неравномерности нагрузки: чем больше его значение, тем больше неравномерность. Математическое выражение, описывающее коэффициент неравномерности нагрузки:

$$\delta_j = \frac{1}{w_j} \sqrt{\frac{\sum_{\varphi=1}^N (w_{\varphi} - \bar{w}_j)^2}{N}}, \quad (3)$$

где w_{φ} — сила резания; \bar{w}_j — средняя сила резания, кН; N — количество измерений силы резания.

Удельная потребляемая энергия SE показывает расход энергии, требуемый резцовой коронкой для разрушения единичного объема углеродного массива. Кроме того, удельная потребляемая мощность является ключевым экономическим показателем проходческого комбайна: чем выше ее значение, тем больше потребление энергии и, соответственно, ниже эффективность резания. Эта величина зависит не только от физико-механических и прочностных свойств углеродного массива, но и от конструктивных особенностей резца и режимов движения резцовой коронки. Выражение, описывающее удельную потребляемую энергию, имеет следующий вид:

$$SE = \frac{\bar{w}_j L \rho}{M}, \quad (4)$$

где L — глубина резания, мм; ρ — плотность угольной породы; M — масса единицы объема угольной породы, г.

Средний крутящий момент \bar{T} отражает важный показатель — нагрузку, приходящуюся на коронку во время резания породы. Чем выше значение среднего момента, тем выше указанная нагрузка. Прочность углеродного массива, конструкция и расположение резцов непосредственно влияют на средний крутящий момент:

$$\bar{T} = \frac{\sum_{k=1}^n T_n}{n}, \quad (5)$$

где n — количество измерений момента; T — крутящий момент резцовой коронки.

Из анализа результатов, представленных в табл. 3, видно, что коэффициент неравномерности нагрузки существенно различается в зависимости от схемы расположения резцов. При двойной шахматной схеме он меньше, чем при рядной последовательной и смешанной при одинаковой плотности расположения конусообразных резцов (рис. 5). Кроме того, количество спиралей резцов не является решающим фактором для определения коэффициента неравномерности нагрузки. При двойной шахматной схеме коэффициент относительно мал из-за формы периферийного распространения конусообразных резцов. Следует отметить, что при ряд-

ной последовательной схеме он значительно выше, чем при шахматной и смешанной. Причиной является то, что в последовательной схеме количество резцов, контактирующих с породой в один и тот же момент времени, больше, чем при шахматной и смешанной схемах.

ТАБЛИЦА 3. Результаты моделирования для четырех режимов работы проходческого комбайна

Скорость вращения	Схема расположения резцов	\bar{w}_j , Н	\bar{T} , Н·м	δ_j	M/ρ , 10^{-6} м^3	SE , кВт·ч/м ³
15	Рядная последовательная	104518	50691	0.5985	30519	2.8988
	Двойная шахматная	111225	53944	0.5181	29451	3.0039
	Смешанная	96519	46812	0.5540	28374	2.8792
20	Рядная последовательная	66905	32449	0.5000	21572	2.6251
	Двойная шахматная	78918	38275	0.4675	21392	2.8769
	Смешанная	62970	30541	0.4890	20362	2.6177
25	Рядная последовательная	49133	23830	0.3989	17385	2.3922
	Двойная шахматная	67363	32671	0.3673	17572	2.8446
	Смешанная	45484	22060	0.3678	16383	2.3499
30	Рядная последовательная	41621	20186	0.3616	15067	2.3381
	Двойная шахматная	61209	29686	0.3412	15564	2.7629
	Смешанная	41967	20354	0.3095	14360	2.3237

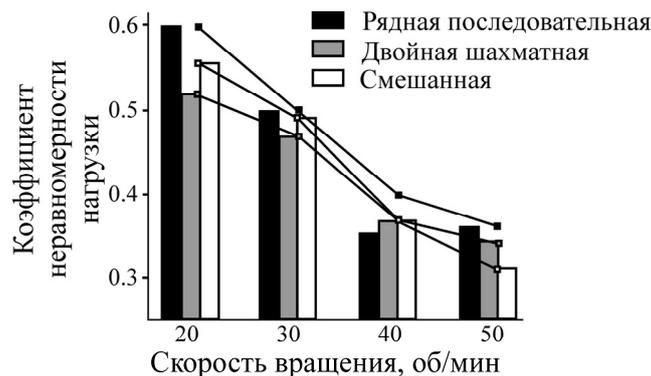


Рис. 5. Коэффициент неравномерности нагрузки резцовой коронки

На рис. 6 представлены кривые абсолютного сопротивления резанию для различных режимов работы проходческого комбайна и разных схем расположения резцов. Можно сделать вывод, что при одинаковых скорости движения комбайна, скорости вращения и диаметра резцовой коронки значение нагрузки, действующей на нее, различается в зависимости от расположения резцов.

На рис. 7 показано, что крутящий момент резцовой коронки линейно уменьшается при повышении скорости вращения от 20 до 40 об/мин и остается относительно неизменным при повышении скорости вращения от 40 до 50 об/мин. Тем не менее при смешанной схеме расположения резцов крутящий момент резцовой коронки значительно изменяется.

При постоянной скорости вращения схемы расположения резцов соотносятся следующим образом в порядке уменьшения крутящего момента резцовой коронки: двойная шахматная схема > рядная последовательная > смешанная. Следовательно, чем меньше плотность размещения резцов, тем меньше крутящий момент резцовой коронки. При одинаковой плотности размещения конусообразных резцов крутящий момент резцовой коронки при двойной шахмат-

ной схеме расположения значительно выше, чем момент при рядной последовательной и смешанной схемах. Крутящий момент коронки при смешанной схеме немногим меньше момента при рядной последовательной.

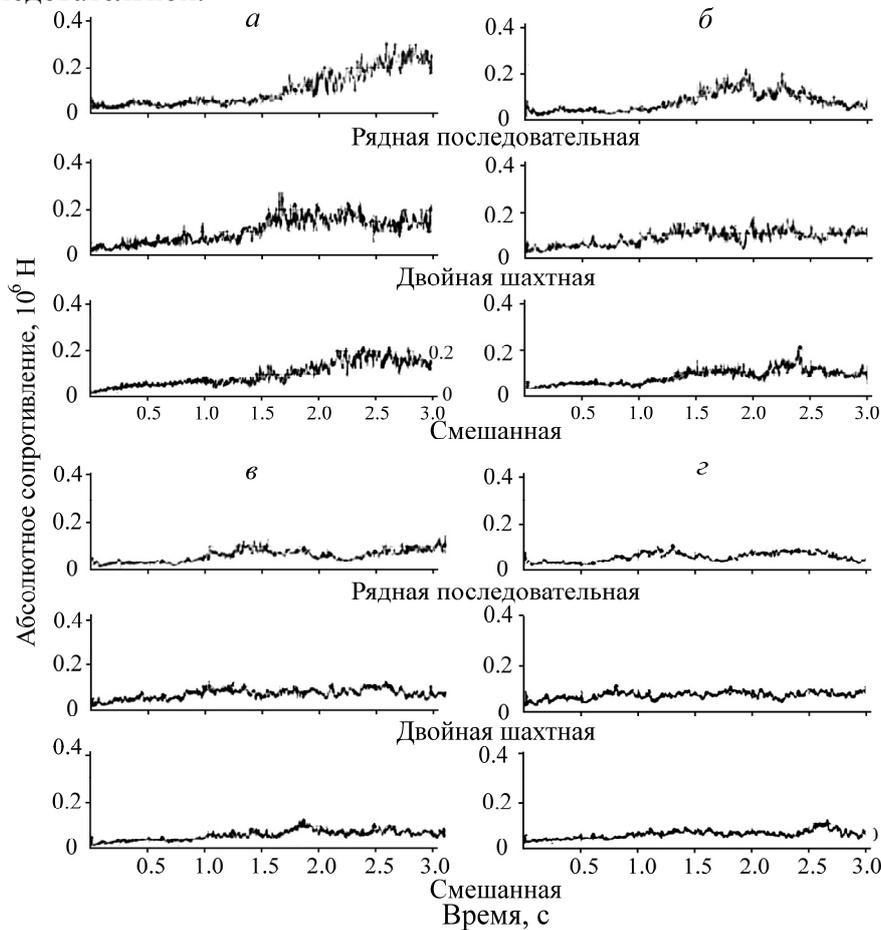


Рис. 6. Кривые абсолютного сопротивления для различных резовых коронок: *a* — режим работы 1; *b* — режим работы 2; *v* — режим работы 3; *z* — режим работы 4

На рис. 8 удельная потребляемая энергия уменьшается с возрастанием скорости вращения, так как одновременно повышается объем отрывающейся угольной массы и крутящий момент коронки, а скорость транспортирования угля меньше, чем при неизменном крутящем моменте.

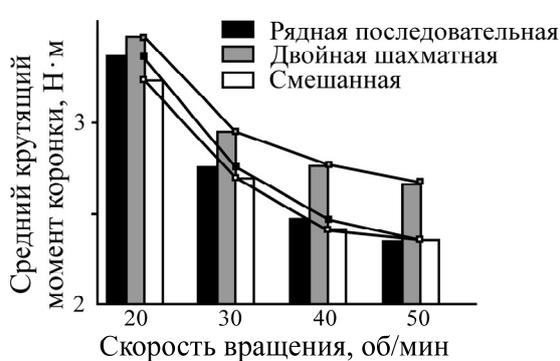


Рис. 7. Средний крутящий момент резовых коронок

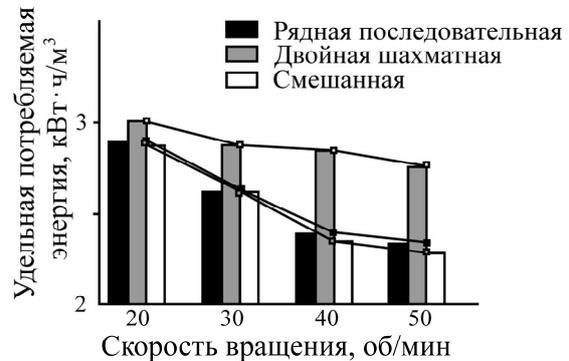


Рис. 8. Зависимость удельной потребляемой энергии от скорости вращения коронки

Следует отметить, что удельная потребляемая энергия зависит от схемы расположения резцов: она имеет относительно большое значение при двойном шахматном расположении. В этом случае эффективность резания наименьшая по сравнению с другими схемами. Разница между значениями удельной потребляемой энергии при рядной последовательной и смешанной схеме незначительна и не превышает 5.5 %.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА И ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ

Оборудование для проведения экспериментов. Для соблюдения принципов теории подобия оборудование для резания углеродного массива создано по рядной последовательной схеме расположения резцов. Эксперименты по резанию образца углеродного массива резцовой коронкой выполнялись на специальной машине (рис. 9) с сохранением условий, принятых при математическом моделировании. Скорость вращения коронки составляла 20, 30, 40 и 50 об/мин.

Обработка полученных данных и анализ результатов. На рис. 10 представлена поверхность образца углеродного массива. При воздействии резцовой коронки с рядной последовательной схемой расположения резцов на углеродный массив его дробление происходит относительно равномерно. На поверхности образца не создаются угольные гребни.

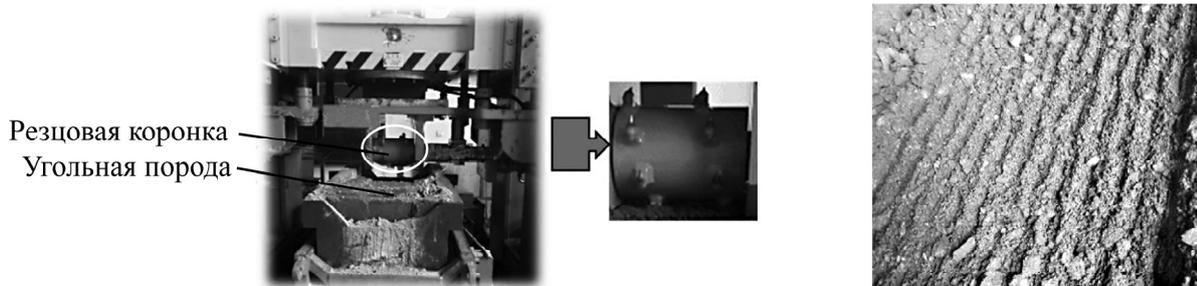


Рис. 9. Машина для резания углеродного массива с установленной резцовой коронкой с рядной последовательной схемой расположения резцов

Рис. 10. Поверхность образца углеродного массива после воздействия на него резцовой коронкой

На рис. 11 показано, что крутящий момент резцовой коронки изменяется в зависимости от режима работы. Для сравнения результатов, полученных при проведении лабораторного эксперимента и выполнении математического моделирования, определен средний крутящий момент резцовой коронки (рис. 12).

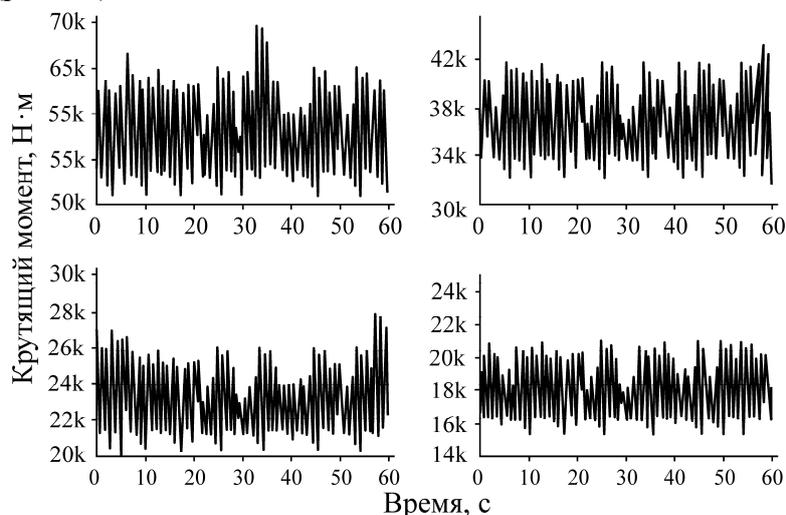


Рис. 11. Кривые крутящего момента при различных режимах работы

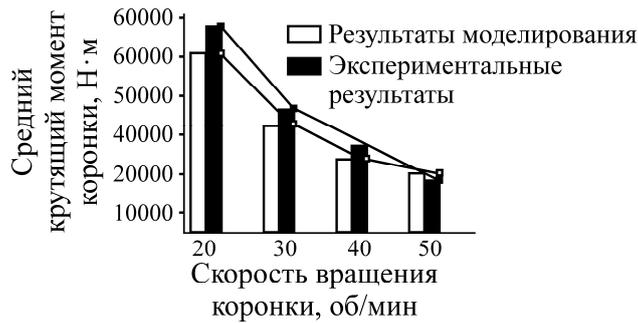


Рис. 12. Зависимость среднего крутящего момента коронки от скорости вращения

В диапазоне скоростей вращения резцовой коронки от 20 до 50 об/мин различия значений среднего крутящего момента, полученных в результате моделирования и лабораторных экспериментов, незначительны. Средний крутящий момент в эксперименте несколько выше, чем результат моделирования. Это объясняется тем, что при проведении моделирования приняты идеальные условия работы резцовой коронки. В реальных условиях при повышении скорости вращения растет влияние неучтенных факторов, таких как неоднородность углеродного массива. Максимальное отклонение между экспериментальными данными и результатами моделирования составило 14.0 % и является допустимым, что подтверждает корректность принятой имитационной модели.

Практическая апробация результатов. Авторами получены отличные результаты практической апробации проходческого комбайна в угольной шахте. Резцовая коронка комбайна соединялась с помощью 4 небольших барабанов с рядным последовательным расположением резцов. На рис. 13а показаны форма резцовой коронки и общий вид проходческого комбайна.



Рис. 13. Использование проходческого комбайна с резцовой коронкой в угольной шахте

В процессе проведения натуральных испытаний (рис. 13б, в) установлено, что при полной нагрузке можно получить более высокую скорость проходки. В настоящее время скорость движения проходческого комбайна не превышает 8 м/мин, а максимальное расстояние, преодолеваемое комбайном за сутки, составляет 130 м, что полностью соответствует требованиям проекта на отработку месторождения. Результаты натурального эксперимента подтвердили целесообразность использования математического моделирования и лабораторных испытаний.

ВЫВОДЫ

Предложены три разные имитационные модели резцовой коронки, а также проведено математическое моделирование процесса резания углепородного массива с помощью метода конечных элементов. Рассмотрены следующие факторы, влияющие на производительность резания угля: коэффициент неравномерности нагрузки, средний крутящий момент резцовой коронки и удельная потребляемая энергия.

На основании изложенного можно заключить, что:

— по уменьшению коэффициента неравномерности нагрузки схемы расположения резцов соотносятся следующим образом: рядная последовательная > смешанная > двойная шахматная; кольцевое расположение резцов может сократить коэффициент неравномерности нагрузки на резцовую коронку;

— по уменьшению среднего крутящего момента коронки при неизменной скорости ее вращения схемы расположения резцов соотносятся следующим образом: двойная шахматная > рядная последовательная > смешанная; следовательно, чем меньше плотность размещения резцов, тем меньше крутящий момент резцовой коронки;

— при одинаковой плотности размещения конусообразных резцов крутящий момент резцовой коронки при двойной шахматной схеме расположения значительно выше, чем при рядной последовательной и смешанной;

— крутящий момент коронки при смешанной схеме несколько меньше, чем при рядной последовательной;

— разница между значениями удельной потребляемой энергии при рядной последовательной и смешанной схеме незначительна и не превышает 5.5 %.

Результаты практической апробации предлагаемых решений подтвердили целесообразность использования математического моделирования и лабораторных испытаний при проектировании резцовых коронок. Представленные в работе материалы были успешно использованы при разработке первого проходческого комбайна щитового типа, производимого в Китае.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Gao K. D., Du C. L., Liu S. Y. and Fu L.** Model test of helical angle effect on coal loading performance of shear drum, *Int. J. Min. Sci. Technol.*, 2012, Vol. 22. — P. 165–168.
2. **Ma C. B.** Study of load characteristics by bolter miner cutting unit, *Railway Construction Technology*, 2017, Vol. 4. — P. 124–126.
3. **Leeming J., Flook S. and Altounyan P.** Bolter miners for longwall development, *Gluck: Die. Fach. Rohst. Bergb. En.*, 2001, Vol. 137. — P. 633–637.
4. **Vierhaus; Rainer.** Development of a high-performance drivage by “Bolter-Miner” technology, *Gluck: Die. Fach. Rohst. Bergb. En.*, 2002, Vol. 138. — P. 425–429.
5. **Zhang Q. Q., Han Z. N., and Zhang M. Q.** Experimental study of breakage mechanisms of rock induced by a pick and associated cutter spacing optimization, *Rock. Soil. Mech.*, 2016, Vol. 37. — P. 2172–2179.
6. **Li X. H., Li T., and Jiao L.** Development of cutting load simulation system and its simulation study on drum shearer, *J. Chin. Coal Soc.*, 2016, Vol. 41. — P. 502–506.
7. **Zhao L. J. and He J. Q.** Effect of pick arrangement on the load of shearer in the thin coal seam, *J. Chin. Coal Soc.*, 2011, Vol. 36. — P. 1401–1406.
8. **Gunes Y. N., Yurdakul M., and Goktan R. M.** Prediction of radial bit cutting force in high-strength rocks using multiple linear regression analysis, *Int. J. Rock. Mech. Min. Sci.*, 2007, Vol. 44. — P. 962–970.
9. **Heydarshahy S. A. and Karekal S.** Investigation of PDC cutter interface geometry using 3D FEM modelling, *Int. J. Eng. Res. Afr.*, 2017, Vol. 29. — P. 45–53.

10. **Qiao S., Xia Y. M., Liu Z. Z., Liu J. S., Ning B., and Wang, A. L.** Finite element analysis of load characteristic of shield bolter miner cutting head under complex coal seam condition, *Min. Sci.*, 2017, Vol. 24. — P. 85–97.
11. **Yu W. J., Du S. H., and Wang W. J.** Prediction of instability and mechanism of multi-factor comprehensive action on mine goaf, *Int. J. Eng. Res. Afr.*, 2014, Vol. 13. — P. 39–48.
12. **Xu T., Ranjith P. G., and Au S. K.** Numerical and experimental investigation of hydraulic fracturing in Kaolin clay, *J. Petrol Sci. Eng.*, 2014, Vol. 134. — P. 223–236.
13. **Esterhuizen G. S. and Tulu I. B.** Analysis of alternatives for using cable bolts as primary support at two low-seam coal mines, *Int. J. Min. Sci. Technol.*, 2016, Vol. 26. — P. 23–30.
14. **Rostami J., Bahrapour S., Ray A., and Collins C.** Measurement and analysis of noise and acoustic emission on a roof bolter for identification of joints and in rock, *J. Acoust. Soc. Am.*, 2015, Vol. 137. — P. 869–875.
15. **Bertignoll and Ing H.** Alpine bolter miner Austrian technology for rapid roadway development, *Min. Technol.*, 1995, Vol. 77. — P. 163–165.
16. **Vierhaus and Rainer.** Development of a high-performance drivage by “Bolter-Miner” technology, *Gluck: Die. Fach. Rohst. Bergb. En.*, 2002, Vol. 138. — P. 425–429.
17. **Hoseinie S. H., Ataei M., Khalokakaie R., Ghodrati B., and Kumar U.** Reliability analysis of the cable system of drum shearer using the power law process model, *Int. J. Min. Reclam. Env.*, 2012, Vol. 26. — P. 309–323.
18. **Yasar S. and Yilmaz A. O.** A novel mobile testing equipment for rock cuttability assessment: vertical rock cutting rig (VRCCR), *Rock. Mech. Rock. Eng.*, 2017, Vol. 50. — P. 857–869.
19. **Abdolreza Y. C. and Siamak H. Y.** A new model to predict roadheader performance using rock mass properties, *J. Coal. Sci. Eng.*, 2013, Vol. 19. — P. 51–56.
20. **Zhang Q. Q., Han Z. N., Ning S. H., Liu Q. Z., and Guo R. W.** Numerical simulation of rock cutting in different cutting mode using the discrete element method, *J. Geo. Eng.*, 2015, Vol. 10. — P. 35–43.
21. **Zhu X. H. and LI H.** Numerical simulation on mechanical special energy of PDC cutter rock-cutting, *J. Bas. Sci. Eng.*, 2015, Vol. 23. — P. 182–191.
22. **Rauenzahn R. M. and Tester J. W.** Rock failure mechanisms of flame-jet thermal spallation drilling. Theory and experimental testing, *Int. J. Rock. Mech. Min.*, 1989, Vol. 26. — P. 381–399.
23. **Qiao S., Xia Y. M., Liu Z. Z., Liu J. S., Ning B., and Wang A. L.** Performance evaluation of bolter miner cutting head by using multicriteria decision-making approaches, *J. Adv. Mech. Des. Syst.*, 2017, Vol. 11. — P. 1–10.

Поступила в редакцию 11/VI 2018

После доработки 07/IX 2018

Принята к публикации 28/XI 2018