

УДК 622.232

## ОБОСНОВАНИЕ ПРЕДЕЛЬНОГО УРОВНЯ ИЗНОСА РЕЗЦОВОГО ИНСТРУМЕНТА ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА ИЗБИРАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ

**Шабает О. Е.**

*(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)*

*Розроблено математичну модель для визначення допустимої величини зносу різального інструменту прохідницького комбайну за критерієм продуктивності. Встановлено, що для забезпечення обумовленої в технічних умовах теоретичної продуктивності прохідницького комбайну КПД, оснащеного різцями типу Р32-70, граничним рівнем зносу різального інструменту є значення площадки затуплення порядку 25-35 мм<sup>2</sup>.*

*A mathematical model was developed to determine the allowable wear amount of cutting tools by roadheader performance. It was found that in order to provide the productivity of the roadheader KPD equipped with cutting edges such as P32-70 as discussed in the technical specifications, the ultimate level of wear of the cutting tools should be the value of the site blunting 25-35 mm<sup>2</sup>.*

**Проблема и ее связь с научными или практическими задачами.** Основой топливно-энергетического комплекса Украины является каменный уголь, разведанные запасы которого оцениваются в 110 млрд. т.

Современная тенденция добычи угля на Украине, а также в других технологически развитых угледобывающих странах характеризуется всевозрастающей интенсификацией нагрузки на лаву. Отечественные механизированные очистные комплексы нового технического уровня обеспечивают возможность роста нагрузки на лаву до 2-х и более тысяч тонн в сутки.

Одним из факторов, наиболее сдерживающих рост нагрузки на современные добычные комплексы, является отставание в подготовке нового фронта очистных работ. Эта задача реально выполнима при проходке горных выработок с темпами 400-600 м/месяц.

Такие темпы проходки может обеспечить только комбайновая технология проведения выработок, которая наиболее полно отвечает требованиям экономической эффективности горно-подготовительных работ.

В настоящее время все более широкое применение на шахтах Украины и за рубежом получают проходческие комбайны со стреловидным исполнительным органом, оснащенные коронками различной конфигурации.

Прилагаемые в последнее время усилия, направленные на интенсификацию прохождения горных выработок, а также дальнейшее расширение области применения проходческих комбайнов избирательного действия на забои с повышенными показателями абразивности и прочности горных пород, обуславливают существенное возрастание нагруженности исполнительного органа, а в частности его режущего инструмента.

Согласно опыту эксплуатации проходческих комбайнов, выход из строя рабочего инструмента в среднем составляет 7-10 резцов в сутки. Кроме того, работа с затупленным инструментом ведет к повышению нагруженности силовых систем комбайна и привода исполнительного органа, что является сдерживающим фактором для дальнейшей интенсификации темпов прохождения горных выработок.

Исходя из вышесказанного, можно сделать вывод о том, что существует потребность отслеживать граничное состояние степени износа режущего инструмента, для обеспечения рационального использования ресурса машины, и для реализации установленной заводом-изготовителем минутной производительности.

**Анализ исследований и публикаций.** Вопросом обоснования критериев износа резцов посвящены труды многих ученых. Так авторы статьи [1] предлагают зависимости для определения мгновенной площадки контакта (площадки затупления) резца с разрушаемым массивом от износа резца по его длине при различ-

ных значениях толщины стружки. Влияние износа резцов на силы резания подробно изучалось в работе [2]. В работе [3] представлены результаты, которые не противоречат предположению о том, что переизношенные резцы, находящиеся в состоянии предельного затупления, не оказывают существенного влияния на формирование нагрузок. Вместе с тем в этих и других известных нам работах не исследовалось влияния степени затупления резцов на формирования нагрузок на исполнительном органе проходческого комбайна, не приведено обоснование допустимой величины износа для обеспечения технико-экономических показателей оговоренных техническим заданием на конкретную машину.

**Постановка задачи.** Таким образом, целью работы является обоснование предельной величины затупления рабочего инструмента, обеспечивающей требуемую по техническому условию теоретическую производительность проходческого комбайна избирательного действия.

**Изложение материала и результаты.**

**Математическая модель вектора внешнего возмущения на аксиальной коронке**

Для оценки влияния нагрузки на исполнительном органе проходческого комбайна в зависимости от степени затупления рабочего инструмента использовалась математическая модель вектора внешнего возмущения на аксиальную коронку проходческого комбайна избирательного действия [4]:

Исходными данными определения вектора внешнего возмущения, формируемого на аксиальной коронке при разрушении массива, являются: вектор параметров разрушения массива резцами лопасти коронки  $\bar{Y}_p$ ; вектор составляющих усилий резания на резцах лопасти  $\bar{P}_{p_{ni}} = \{PX_{ni}, PY_{ni}, PZ_{ni}, i = \bar{1}, \bar{N}_i, n = \bar{1}, \bar{N}_n\}$ ; число лопастей на коронке  $N_3$ .

При известной величине  $m$  (номера прослойка разрушаемого резцом) значения составляющих усилий резания на резцах определяются по зависимостям:

$$PX_{ni} = fx_m(\bar{Y}_{p_{ni}}); PY_{ni} = fy_m(\bar{Y}_{p_{ni}}); PZ_{ni} = fz_m(\bar{Y}_{p_{ni}}),$$

где  $PX_{ni}, PY_{ni}, PZ_{ni}$  – соответственно боковое усилие, сила подачи и сила резания на  $i$ -том резце лопасти при  $n$ -том положении коронки по углу ее поворота;

$fx_m(\overline{Yp}), fy_m(\overline{Yp}), fz_m(\overline{Yp})$  – зависимости определения составляющих силы разрушения  $\overline{Pp}_{ni}$  для прослойка массива, разрушаемого резцом.

Разработанная математическая модель определения вектора внешнего возмущения, действующего на аксиальную коронку, и основных его параметров имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} FX_{ni} = -PX_{ni} \cdot n_{xx_{ni}} - PY_{ni} \cdot n_{yx_{ni}} - PZ_{ni} \cdot n_{zx_{ni}}; \\ FY_{ni} = -PX_{ni} \cdot n_{xy_{ni}} - PY_{ni} \cdot n_{yy_{ni}} - PZ_{ni} \cdot n_{zy_{ni}}; \\ FZ_{ni} = -PX_{ni} \cdot n_{xz_{ni}} - PY_{ni} \cdot n_{yz_{ni}} - PZ_{ni} \cdot n_{zz_{ni}}; \\ M_{ni} = PZ_{ni} \cdot r_i; \\ M'_n = \sum_i M_{ni}; FX_n = \sum_i FX_{ni}; FY_n = \sum_i FY_{ni}; FZ_n = \sum_i FZ_{ni}; \\ n = \overline{1, N_n}; \\ [F_{xn} = FX_n; F_{yn} = FY_n; F_{zn} = FZ_n; M_n = M'_n]; \\ \kappa = \overline{1, N_3 - 1}; \\ \left\{ \begin{array}{l} \kappa_1 = \kappa \cdot N_n / N_3; \quad n = \overline{1, \kappa_1}; \\ [j = N_n - \kappa_1 + n; \\ F_{xn} = F_{xn} + FX_j; F_{yn} = F_{yn} + FY_j; F_{zn} = F_{zn} + FZ_j; M_n = M_n + M'_j]; \\ n = \overline{\kappa_1 + 1, N_n}; \\ [F_{xn} = F_{xn} + FX_{n-\kappa_1}; F_{yn} = F_{yn} + FY_{n-\kappa_1}; F_{zn} = F_{zn} + FZ_{n-\kappa_1}; \\ M_n = M_n + M_{n-\kappa_1}; \\ M = \sum_n M_n / N_n; F_x = \sum_n F_{xn} / N_n; F_y = \sum_n F_{yn} / N_n; F_z = \sum_n F_{zn} / N_n; \\ kM = \frac{\max(M_{\kappa n})}{M_\kappa}; kF_x = \frac{\max(F_{xn})}{F_x}; kF_y = \frac{\max(F_{yn})}{F_y}; kF_z = \frac{\max(F_{zn})}{F_z}; \\ Q = V_n \sum_i (h_{ni} \cdot t_{ni}). \end{array} \right. \end{array} \right.$$

где  $FX_{ni}, FY_{ni}, FZ_{ni}$  – составляющие усилий разрушения массива  $\bar{P}p_{ni}$ , формируемых на резцах лопасти, в системе координат коронки при ее n-ом положении по углу поворота;

$(n_{xx}, n_{xy}, n_{xz}), (n_{yx}, n_{yy}, n_{yz}), (n_{zx}, n_{zy}, n_{zz})$  – составляющие единичных векторов, соответственно,  $\bar{n}_x, \bar{n}_y$  и  $\bar{n}_z$ ;

$M'_n, FX_n, FY_n, FZ_n$  – вектор внешнего возмущения, действующий на коронку (при ее n-ом положении по углу поворота) от усилий разрушения массива резцами лопасти, компонентами которого являются момент сопротивления и составляющая главного вектора внешних сил в системе координат коронки;

$M_n, F_{xn}, F_{yn}, F_{zn}$  – вектор внешнего возмущения от разрушаемого массива, действующий на коронку в n-том положении;

$M, F_x, F_y, F_z$  – средняя величина составляющих вектора внешнего возмущения, действующего на коронку от разрушаемого массива за один ее оборот;

$kM, kF_x, kF_y, kF_z$  – коэффициенты неравномерности составляющих вектора внешнего возмущения, действующего на коронку;

$Q$  – теоретическая производительность комбайна;

$V_n$  – скорость подачи исполнительного органа на забой;

$h_{ni}$  – толщина среза единичным резцом;

$t_{ni}$  – ширина среза единичным резцом.

Математическая модель позволяет определить теоретическую производительность комбайна и параметры вектора внешнего возмущения в зависимости от усилия, формирующемся на единичном резце.

### ***Исследования влияния износа резцов коронки на производительность проходческого комбайна***

В качестве объекта исследования был принят проходческий комбайн избирательного действия типа КПД, рабочим инструментом которого является резец Р32-70.

Для определения сил на единичном резце типа Р32-70 были использованы зависимости ОСТ 12.44.197-81 [5] и экспериментально полученные в работе [2]. С использованием приведенных

зависимостей была выполнена оценка степени влияния величины износа (площадки затупления) резца на средние значения усилий резания и подачи при разрушении горных пород с различными физико-механическими свойствами. Влияние площадки затупления на усилия, формируемые на единичном резце, при разрушении породы крепостью  $\sigma_{сж} = 100 \text{ МПа}$ , представлено на рисунке 1.

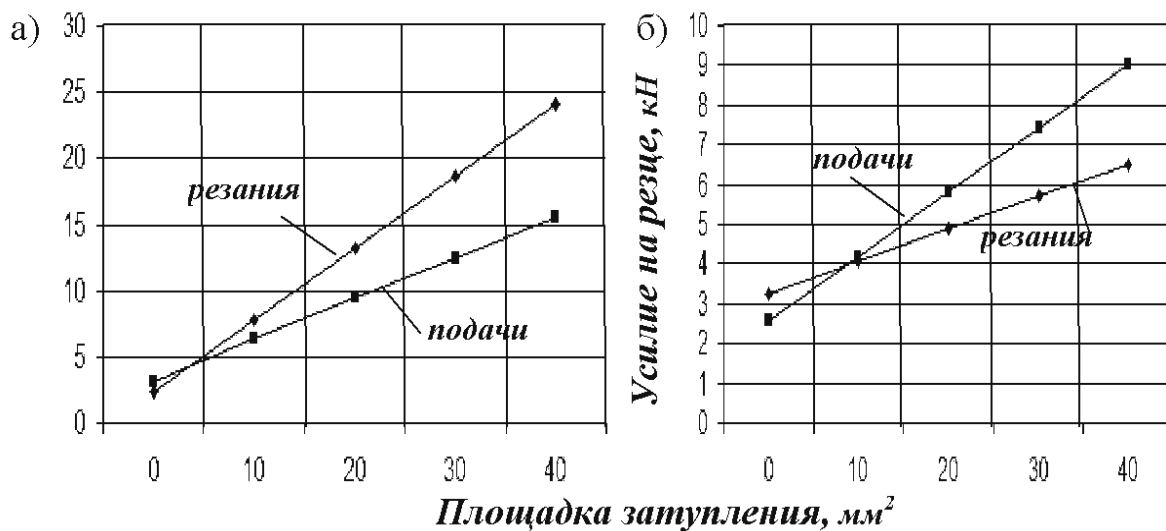


Рис. 1. Зависимости усилий на резце от размера площадки затупления (а – по экспериментальным зависимостям, б – по формулам ОСТ 12.44.197-81)

Анализ приведенных зависимостей показывает, что силы резания и подачи возрастают по линейной зависимости при увеличении площадки затупления резца. При этом необходимо отметить, что увеличение площадки затупления до  $40 \text{ мм}^2$  приводит к значительному (2 – 7) раз росту средних значений усилий на резце, что должно учитываться при определении теоретической производительности проходческого комбайна в качестве ограничивающего фактора.

Теоретическая производительность проходческого комбайна избирательного действия является функцией следующих режимных параметров: глубина зарубки  $B$ , шага фрезерования  $\Delta H$  и скорость подачи  $V_p$ .

Согласно разработанному плану вычислительных экспериментальных исследований значения максимальной производительности комбайна ( $Q(B, \Delta H, Vp) \rightarrow \max$ ) для различных крепостей разрушаемого материала определялось путем варьирования параметров глубины зарубки  $B$ , шага фрезерования  $\Delta H$  и скорости подачи  $Vp$  с учетом величины затупленности рабочего инструмента и принятых ограничений:

– по устойчивому моменту приводного электродвигателя  $M \leq M_y$ ;

– по предельному давлению в гидроцилиндрах поворота исполнительного органа  $P \leq P_{нк}$ .

Здесь:  $M_y$  – устойчивый момент приводного электродвигателя привода исполнительного органа;

$P_{нк}$  – давление настройки предохранительного клапана гидроцилиндров поворота исполнительного органа комбайна.

Результаты имитационного моделирования рабочего процесса разрушения забоя с крепостью породы  $\sigma_{сж} = 100$  МПа исполнительным органом проходческого комбайна КПД оснащенным резцами Р32-70 для различных физико-механических свойств разрушаемой породы представлены на рисунке 2. Там же горизонтальными линиями приведены значения требуемых минимальных теоретических производительностей, оговоренные в техническом условии на комбайн КПД, в зависимости от крепости разрушаемого материала (см. табл. 1).

Анализ полученных результатов (рис. 2) показывает, теоретическая производительность в значительной мере зависит от величины износа резцов, допустимая величина которого в свою очередь зависит от физико-механических свойств разрушаемого горного массива, типа резца и требуемой минимальной производительности комбайна. Для обеспечения оговоренной в техническом условии теоретической (минутной) производительности проходческого комбайна КПД, оснащенного резцами типа Р32-70, предельным уровнем износа режущего инструмента является значение площадки затупление порядка 25-35 мм<sup>2</sup>. При этом большее значение необходимо принимать для разрушения горного массива с менее крепкими породами.

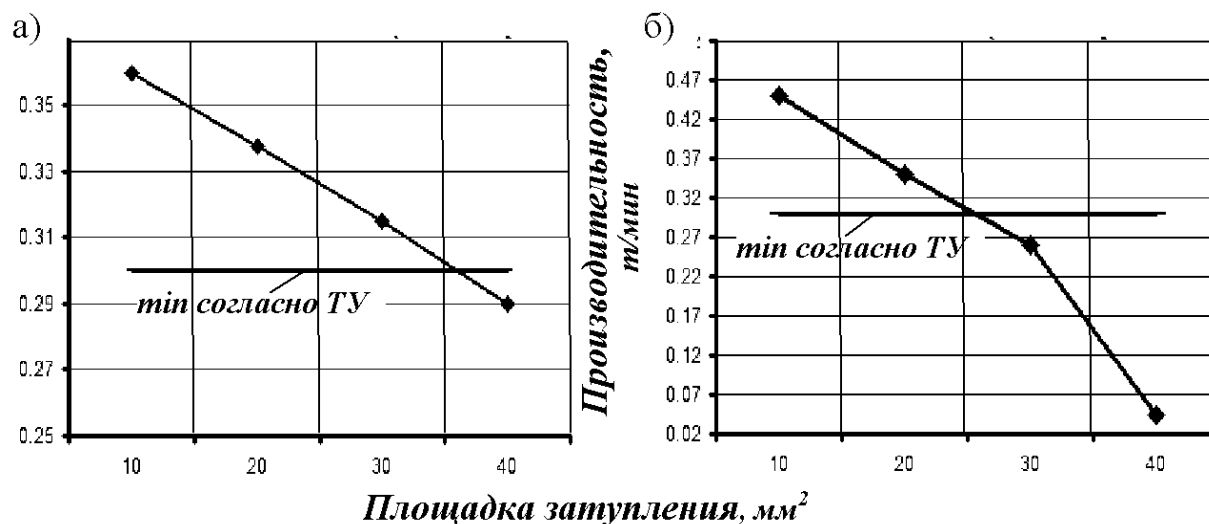


Рис. 2. График зависимости максимальной производительности проходческого комбайна КПД от величины площадки затупления на резцах (а – по формулам ОСТ 12.44.197-81, б – по экспериментальным зависимостям)

Таблица 1  
 Минимальная производительность проходческого комбайна КПД с зависимости от крепости разрушаемых пород

Крепость разрушаемых пород	Значение производительности, м³/мин
- по породе $\sigma_{сж} \leq 100\text{МПа}$	0,3
- по породе $\sigma_{сж} \leq 80\text{МПа}$	0,35
- по породе $\sigma_{сж} \leq 60\text{МПа}$	1

### **Выводы и направление дальнейших исследований**

Для оценки предельного уровня износа режущего инструмента проходческого комбайна в общем случае необходимо учитывать следующие параметры: форму и тип исполнительного органа проходческого комбайна, физико-механические свойства разрушаемых пород; тип режущего инструмента, минимальную теоретическую производительность, оговоренную в технических условиях на комбайн. Направлением дальнейших исследований



является обоснование критериев для диагностики степени износа режущего инструмента и определение времени его замены на основе мехатронной концепции создания проходческих комбайнов.

### СПИСОК ССЫЛОК

1. Разрушение углей и горных пород: Науч. сообщ. / Ин-т горн. дела им. А.А. Скочинского. – М., 1988. – 80 с.
2. Костенко А. П. Установление рациональных режимов разрушения силвинитовых пластов барабанными очистными комбайнами Дис. канд. техн. наук. – Донецк, 1992. – 193 с.
3. Разрушение углей и горных пород: Науч. сообщ. / Ин-т горн. дела им. А.А. Скочинского. – М., 1988. – 80 с.
4. Математическая модель формирования вектора внешнего возмущения на аксиальной коронке мехатронного проходческого комбайна / А.К. Семенченко, О.Е. Шабаев, Н.В. Хиценко, Е.Ю. Степаненко // Наукові праці Донецького нац. техн. ун-ту. Вип. 18(172), серія гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонНТУ, 2010. – С. 3 – 12.
5. ОСТ 12.44.197-81. Комбайны проходческие со стреловидным исполнительным органом. Расчет эксплуатационной нагруженности трансмиссии исполнительного органа. Введен с 01.07.1982. – М.: Минуглепром СССР, 1981. – 48 с.