

ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ДРУЖБЫ НАРОДОВ
АКАДЕМИЯ НАУК УКРАИНСКОЙ ССР
ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ им. Г. В. КАРПЕНКО

На правах рукописи

СКВАРОК
Юрий Юлианович

РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ И ПРОЧНОСТИ ЛОБОВЫХ ДИСКОВЫХ ШАРОШЕК

Специальности: 01.02.04 — механика деформируемого
твердого тела, 05.02.01 — материаловедение
в машиностроении (промышленность)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

116 20. 227

Работа выполнена в Физико-механическом институте им. Г. В. Карпенко АН УССР и Дрогобычском государственном педагогическом институте им. И. Франко.

Научный руководитель — чл.-кор. АН УССР, доктор технических наук, профессор АНДРЕЙКИВ А. Е.

Официальные оппоненты: доктор физико-математических наук, профессор АЛЕКСАНДРОВ В. М., кандидат технических наук, старший научный сотрудник ПАШЕЧКО М. И.

Ведущая организация — Институт горного дела им. А. А. Скочинского, г. Москва.

Защита состоится « 22 » мая 1991 г. в 15 часов на заседании специализированного совета К 016.42.01 по присуждению ученой степени кандидата технических наук в Физико-механическом институте им. Г. В. Карпенко АН УССР (290601, Львов, ГСП, ул. Научная, 5).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Физико-механического института им. Г. В. Карпенко АН УССР.

Автореферат разослан « 20 » апреля 1991 г.

Ученый секретарь
специализированного совета

СТАДНИК М. М.

ЛНБ України ім.В.Стефаника



00815755 (V)

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время при проведении горных выработок бурением широкое использование получил дисковый шарошечный инструмент. В повышении его надежности и долговечности ведущее место занимает вопрос увеличения прочности и износостойкости рабочей части. В связи с этим совершенствование имеющихся и разработка новых методов расчета ресурса шарошек имеет несомненную актуальность. Одним из перспективных путей в этом направлении является использование методов исследований кинетики изнашивания материалов, позволяющих еще на стадии проектирования машины прогнозировать долговечность по износу их узлов.

Цель работы и задачи исследования. Целью работы является создание метода прогнозирования долговечности дисковых шарошек лобового действия и на его основе разработка метода оптимизации конструкции инструмента, а также методик оценки его прочности.

Достижение этой цели осуществляется путем решения комплекса следующих задач:

- обобщения существующей математической модели кинетики изнашивания материалов при трении скольжения применительно к дисковым шарошкам с учетом особенностей их трибоконтактного взаимодействия с горным массивом;
- постановки и решения контактной задачи о взаимодействии дисковой шарошки с горным массивом;
- модернизации существующих экспериментальных методик для определения базисного параметра предложенной модели - функции износостойкости материала шарошки;
- разработки метода оптимизации и апробационное решение задачи оптимизации конструкции шарошки;
- разработки методики оценки прочности венца дисковой шарошки.

Научная новизна. Создан метод расчета долговечности дискового шарошечного инструмента, в основу которого положены:

а) математическая модель для описания кинетики трибоконтактного взаимодействия дисковой шарошки с горным массивом; б) метод решения контактной и трибоконтактной задачи о взаимодействии дисковой шарошки с горным массивом; в) модифицированная экспериментальная методика определения базисного параметра износостойкости предложенной модели.

Разработан метод оптимизации конструкции дискового шарошечного инструмента. В качестве критерия оптимизации предложен максимум проходки H_{max} .

Разработана методика оценки прочности венца дисковой шарошки.

Практическая ценность. Результаты работы могут быть использованы при проектировании нового или усовершенствовании существующего инструмента - дисковых шарошек. Предлагаемый метод оптимизации конструкции шарошек реализует возможность расчета ее геометрических параметров в зависимости от параметров режима работы.

Реализация работы. Проведенные разработки использованы на Опытном производстве СКТБ ФМИ им. Г.В.Карпенко АН УССР при проектировании дисковых шарошек для буровой установки "Вирт". Долевое участие от внедрения результатов работы составляет 17 тыс. руб. годового экономического эффекта.

Автором защищается:

1. Математическая модель кинетики изнашивания дисковых шарошек лобового действия.
2. Методика решения контактной и трибоконтактной задачи о взаимодействии дисковой шарошки с горным массивом.
3. Модифицированная экспериментальная методика определения базис-

ного параметра износостойкости модели.

4. Метод оптимизации конструкции инструмента.
5. Методика оценки прочности венца дисковой шарошки.
6. Рекомендации по усовершенствованию конструкции лобовых дисковых шарошек.

Апробация работы. Результаты диссертационной работы были доложены на I Всесоюзной конференции "Механика разрушения материалов" (Львов, 1987 г.), IV и V Всесоюзном семинаре "Создание высокоэффективного крупногабаритного шарошечного инструмента" (Дрогобыч, 1986, 1988 гг.), научном семинаре лаборатории механического разрушения горных пород ИГД им. А.А.Скочинского (Москва, 1990 г.), научных семинарах ФМИ им. Г.В.Карпенко АН УССР (Львов, 1989, 1990 гг.).

Публикации. По материалам выполненных исследований опубликовано шесть статей.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 4 глав, основных результатов работы и кратких выводов, приложения, списка цитированной литературы. Работа изложена на 123 страницах машинописного текста, содержит 42 рисунка, 9 таблиц, 113 наименований литературы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность и важность вопросов, составляющих предмет исследования, кратко изложены основные результаты работы, а также приведен перечень основных научных положений, защищаемых автором.

В первой главе приводится обзор работ, посвященных исследованию контактно-фрикционного взаимодействия дисковых шарошек с породой; обзор и анализ исследований влияния различных факто-

ров на эффективность работы инструмента; обзор исследований, посвященных повышению эффективности проходки горных выработок, оптимизации конструкции и режима работы дискового шарошечного инструмента.

Во второй главе сформулирована математическая модель трибоконтактного взаимодействия дисковых шарошек лобового действия с горным массивом, в основу которой положен подход исследования кинетики изнашивания материалов при трении скольжения, развитый в ФМИ им. Г.В. Карпенко АН УССР.

Изначально предполагается, что при трибоконтакте ответственными за износ материала являются удельные силы трения τ . Исследованиями установлено, что скорость изнашивания $\delta_{изн}$ функционально связана с нагруженностью трибоконтакта, определяемой величиной удельной силы трения. Она устанавливается на основании закона Кулона:

$$\tau = f \sigma, \quad (1)$$

где σ - контактное давление, устанавливаемое из решения соответствующей контактной задачи, f - коэффициент трения скольжения.

Базовым параметром модели принята характеристическая функция износостойкости материала $\bar{\Phi}(\tau)$, связанная со скоростью изнашивания зависимостью:

$$\bar{\Phi}(\tau) = v \delta_{изн}^{-1}(\tau), \quad (2)$$

где v - скорость скольжения.

При постоянстве внешних условий трения кинетика изнашивания материала описывается следующим дифференциальным уравнением:

$$\frac{1}{v} \frac{d\Delta(\tau)}{dt} = \bar{\Phi}(\tau). \quad (3)$$

где $\Delta(\tau)$ - линейный износ, t - время изнашивания.

Функция износостойкости материала устанавливается экспериментально так:

$$\bar{\Phi}(\tau) = L \Delta^{-1}(\tau), \quad (4)$$

где L - путь трения скольжения.

Аппроксимация э экспериментальных значений осуществляется так:

$$\bar{\Phi}(\tau) = A \left(\frac{\tau_s}{\tau} \right)^m, \quad (5)$$

где A и m - характеристики износостойкости материала, $\tau_s \approx 0,5 \sigma_{0,2}$ - условный предел текучести материала при сдвиге. Изменение формы рабочей поверхности шарошки при износе приводит к изменению начальной удельной силы трения. Закон этой взаимосвязи принят в виде:

$$\tau = \tau_0 e^{-c \Delta}, \quad (6)$$

где $\tau_0 = \tau_{max}$ при $\Delta = 0$, c - постоянная.

С учетом вышеизложенного долговечности инструмента определяется так:

$$t = \frac{A}{vcm} \left(\frac{\tau_s}{\tau} \right)^m (e^{cm \Delta_*} - 1), \quad (7)$$

где Δ_* - допустимая величина радиального износа.

Совместным решением (7) с уравнением теории упругости для расчета контактных давлений при известных характеристиках износостойкости материала проводится оценка ресурса шарошки.

Определение контактных давлений проводится из решения контактной задачи о действии упругого тела двойной кривизны - шарошки на изотропное упругое полупространство с характеристиками породы.

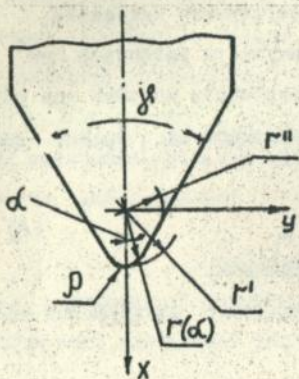
На первом этапе она решалась как задача Герца, где глав-

ные кривизны разного вида рабочих профилей шарошек вычисляются с использованием разработанного способа описания контуров ограниченных тел, обобщенное параметрическое уравнение которых представляется в виде:

$$x_{ke}^{(\omega)}(\alpha) = r_{ke}^{(\omega)}(\alpha) \cos \alpha, \quad y_{ke}^{(\omega)}(\alpha) = r_{ke}^{(\omega)}(\alpha) \sin \alpha, \quad (8)$$

а радиус-вектор контура:

$$r_{ke}^{(\omega)}(\alpha) = 0,5[\delta_k^* - (-1)^{\ell} \delta_k^{\ell} \cos \omega \alpha], \quad (9)$$



где $\delta_k^* = r' + r''$, $\delta_k^{\ell} = r' - r''$,
 r' и r'' - радиусы описанной и вписанной в ограниченное тело окружностей, $\omega = 2; 3; 4$ - коэффициент ограниченности, зависящий от ее вида, α - полярный угол, $\ell = 1$ при $x = r'$, $\ell = 2$ при $x = r''$ (рис. I).

Кривизна профиля шарошки определяется по зависимости:

Рис. I

$$K = \frac{x'y'' - x''y'}{(x'^2 + y'^2)^{3/2}}, \quad (10)$$

где $x' = [x_{ke}^{(\omega)}(\alpha)]'$, $y' = [y_{ke}^{(\omega)}(\alpha)]'$, $x'' = [x_{ke}^{(\omega)}(\alpha)]''$, $y'' = [y_{ke}^{(\omega)}(\alpha)]''$,

а радиус-вектор контура при наличии радиального износа

$$r_{ke}^{(\omega)}(\alpha, \Delta) = 0,5[(\delta_k^* - \delta_{\Delta}) + (\delta_k^{\ell} - \delta_{\Delta}) \cos \omega \alpha], \quad (11)$$

где $\delta^{\ell} = 1$ для параметра x , $\delta^{\ell} = 0$ для параметра y .

В такой постановке задача определения характеристик кон-

тактного взаимодействия инструмента с горным массивом может быть использована для весьма крепких пород, где реализуются малые подачи и их разрушение не происходит скачкообразно. Этот случай реализуется на практике редко, где разрушение пород происходит скачками при достижении предельных напряжений равных разрушающим σ .

Поэтому на втором этапе рассматривалась задача, расчетная схема которой представлена на рис. 2.

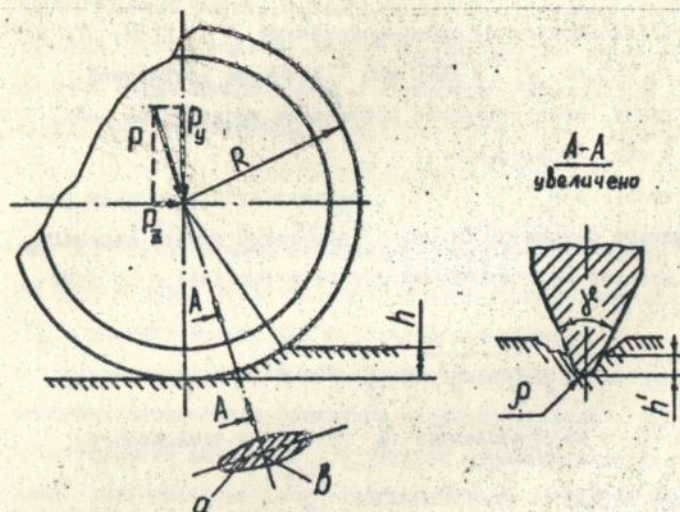


Рис. 2

Размеры эллиптической площадки контакта устанавливаются из геометрических соотношений схемы так:

$$a = R \sin(0,5 \arccos \frac{R-h}{R}), \quad (12)$$

$$b = \sqrt{2\rho h' - h'^2} \quad \text{при } h' \leq \rho(1 - \sin 0,5 \delta), \quad h' = 0,45\sqrt{h},$$

$$b = \left(\rho \frac{1 - \sin 0,5 \delta}{\sin 0,5 \delta} + h' \right) \operatorname{tg} 0,5 \delta \quad \text{при } h' > \rho(1 - \sin 0,5 \delta). \quad (13)$$

Разрушающее напряжение связано с контактной прочностью породы соотношением:

$$\sigma = a_k P_k, \quad (14)$$

где для определения постоянной a_k путем обработки литературных данных экспериментальных исследований предложена зависимость:

$$a_k = A_k \left(\frac{P_k}{P_k^*} \right)^{n_1} \ln^{n_2} \left(\frac{t_d}{h} \right). \quad (15)$$

Для полублокированной схемы разрушения $A_k = 0,37$, $n_1 = -0,32$, $n_2 = 0,65$, $P_k^* = 2000$ МПа - значение контактной прочности пород, ограничивавшее применение дисковых шлифшечек. Здесь t_d - шаг разрушения.

По соотношениям (II) - (I4) представляется возможным рассчитать силовые параметры процесса разрушения породы шарошкой. Суммарное напорно-перекачивающее усилие определяется по зависимости:

$$P = \sqrt{P_y^2 + P_z^2} = \frac{2}{3} \pi a b a_k P_k, \quad (16)$$

а напорное P_y и перекачивавшее P_z усилия по зависимостям:

$$\begin{aligned} P_y &= P \cos \left(0,5 \arccos \frac{R-h}{R} \right), \\ P_z &= P \sin \left(0,5 \arccos \frac{R-h}{R} \right). \end{aligned} \quad (17)$$

Проведенная сравнительная оценка усилий P_y и P_z , рассчитанных по (II) - (I7), с экспериментальными данными свидетельствует о хорошей сходимости результатов. Коэффициенты корреляции для P_y и P_z соответственно равны 0,948 и 0,964.

Подстановкой в (I3) вместо ρ значения $r_{ke}^{(a)}$ (α, Δ); определенного по (II) при $\alpha = 0$, рассчитываются силовые параметры процесса разрушения для изношенного на величину Δ инструмента.

Как следует из (I4) и (I5) при $t_w = \text{const}$ и $h = \text{const}$ контактные давления $\sigma = \text{const}$ и не зависят от величины износа шарошки. Соответственно удельные силы трения на контакте $\tau = \tau_0 = \text{const}$. Тогда зависимость (7) примет вид:

$$t = \frac{A \Delta_*}{v} \left(\frac{\tau_s}{\tau} \right)^m \quad (I8)$$

По (I8) определяется время непосредственного контакта отдельной точки вершин обода с породой, что составляет только часть времени работы шарошки на забое. Определив, какую часть времени, отведенную на оборот шарошки вокруг своей оси, точка вершины обода контактирует с породой и учитывая (I) и (I8), для определения долговечности инструмента получена зависимость:

$$T = \frac{2A(R - 0,5\Delta_*)\Delta_*}{L_f D_{тр} n} \left(\frac{\tau_s}{f a_k p_k} \right)^m \quad (I9)$$

где L_f - путь трения скольжения точки вершины обода шарошки за один оборот, n - частота вращения исполнительного органа, $D_{тр}$ - диаметр траектории перекатывания шарошки.

В третьей главе излагается модифицированная экспериментальная методика определения базисного параметра модели τ функции износостойкости материала при высоких параметрах давлений. Исследования проводились на специально созданной для этой цели установке.

Определение износа образцов из стали XI2M, подвергнутой используемой при изготовлении шарошек термообработке, проводилось по плоскостной силовой схеме трения. Функция износостойкости стали устанавливалась по зависимости (4), а линейный износ Δ определялся по массовому износу M материала образца так:

$$\Delta = M \cdot (g \cdot A_a)^{-1} \quad (20)$$

где g - плотность исследуемого материала, A_a - площадь трения образца.

Исследования проводились по песчанику и граниту. Определялись механические характеристики исследуемой стали, контактная прочность и абразивность исследуемых пород.

За результатами исследований проведен расчет долговечности шарошек. Сопоставление литературных и полученных результатов свидетельствует о корректности предложенного метода.

В четвертой главе разрабатывается метод оптимизации конструкции дисковых шарошек. При этом рассмотрены известные критерии оптимизации процессов горной проходки: максимум проходки H_{max} , максимум проходки q_{max} на единицу затрат, минимум энергоёмкости W_{min} процесса разрушения. Применительно к дисковому шарошечному инструменту они представляются в виде:

$$H_{max} = H[h(a_i); T(a_i)] = n \cdot h(a_i) \cdot T(a_i), \quad (21)$$

$$q_{max} = q[h(a_i); T(a_i)] = n \cdot h(a_i) \cdot T(a_i) \cdot C_D^{-1}, \quad (22)$$

$$W_{min} = W[h(a_i)] = c_w \cdot A_a \cdot (h(a_i) \cdot t_w)^{-1}, \quad (23)$$

где C_D - стоимость шарошки, c_w - постоянная.

Здесь переменными величинами являются подача h и долговечность T инструмента, зависящие от ряда факторов влияния a_i : свойств породы, материала инструмента, его геометрических параметров, характеристик износа, режима работы и параметров схемы разрушения. Таким образом задача оптимизации сводится к подбору таких величин значимых факторов влияния, которые обеспечат максимум функций H и q или минимум W .

Для этого необходимо построить функциональные многопараметрические зависимости $h(a_i)$ и $T(a_i)$. Функция долговечности по-

лучена ранее - зависимость (19). Для установления структуры функции подачи $h(a_i)$ использован известный метод граничной интерполяции, развитый в ФМИ им. Г.В.Карпенко АН УССР применительно к задачам механики разрушения конструкционных материалов. Общее решение многопараметрической задачи находится на основании имеющихся решений некоторых частных однопараметрических задач. Применительно к разрушению горных пород бурением необходимо определить функции подачи h от каждого из факторов влияния a_i .

Зависимость подачи шарошки от совокупности значимых факторов влияния представлена функционалом:

$$h(a_i) = F(a_i) = F(a_1, a_2, a_3, \dots, a_k), \quad i = 1, \dots, k, \quad (24)$$

где k - число факторов.

Приняв $a_i = b_i + x_i$, где b_i - начальная величина i -го фактора, а $x_i \ll b_i$ - его вариация, получено:

$$h(a_i) = F(b_i + x_i) = F(b_1 + x_1, b_2 + x_2, \dots, b_k + x_k). \quad (25)$$

После разложения (25) в ряд в окрестности значений b_i и сохранения величин первого порядка малости, функция подачи примет вид:

$$h(a_i) = -(k-1)F(b_1, b_2, \dots, b_k) + \sum_{i=1}^k F_i(b_1, \dots, b_{i-1}, b_i + x_i, b_{i+1}, \dots, b_k). \quad (26)$$

Обработкой литературных данных получены функционалы F_i (зависимости (27)) для следующих параметров: контактной прочности породы P_k , усилия подачи шарошки на забой P_y , диаметра шарошки D , угла заострения лезвия шарошки μ , радиуса закругления кромки обода ρ , шага разрушения t_w .

$$\begin{aligned} h &= C_1 P_k^{\gamma_1}, & h &= C_2 A_y^{\gamma_2}, & h &= C_3 D^{\gamma_3}, \\ h &= C_4 \rho^{\gamma_4}, & h &= C_5 \cos^{\gamma_5}(\mu - \mu_0), & h &= C_6 \ln^{\gamma_6}(t_w), \end{aligned} \quad (27)$$

где $\beta_0 = 50^\circ$, c_i , y_i - постоянные.

Окончательно функция подачи определяется так:

$$h(a) \approx -5h_0 + c_1(\rho_x + \Delta\rho_x) y_1 + c_2(\rho_y + \Delta\rho_y) y_2 + c_3(\pi - \Delta D) y_3 + c_4(\rho + \Delta\rho) y_4 + c_5 \cos y_5 (\beta + \Delta\beta - \beta_0) + c_6 \ln y_6 / (t + \Delta t), \quad (28)$$

где h_0 - велич. на подачи при начальных значениях факторов.

Функции (19) и (28) реализуют возможность апробационного решения задачи оптимизации, которое осуществлено на ЭВМ с использованием метода покоординатного подъема. В результате проведенной оценки эффективности критериев (21) -- (23) для оптимизации процесса работы дисковых шарошек рекомендована функция проходки (21).

На основании полученных в работе результатов проведена оценка влияния диаметров шарошек центральной части исполнительных органов комбайнов "Совз-19У", "Роббинс" и "Вирт" на эффективность процесса проходки. Оптимальные значения диаметров шарошек по комбайнам "Роббинс" и "Вирт" близки к реальным, что свидетельствует о корректности предложенного метода оптимизации.

Эффективность дисковых шарошек возрастает с увеличением величины подачи, значение которой ограничивается прочностью венца. Оценка прочности венца осуществлена путем решения задачи о действии сосредоточенных усилий на клин (рис. 3), которые определялись так:

$$P_x = 0,42 P a^{-1}, \quad P_y = 0,3 P_y a^{-1}. \quad (29)$$

Максимальные эквивалентные напряжения возникают на боковой поверхности клина в точке, находящейся на расстоянии $l \approx 2\rho$ от вершины, и определяются по известным в теории упругости зависимостям. Допускаемые напряжения для материала венца определены по первой теории прочности. По результатам решения построена

номограмма зависимости допустимой величины подачи от угла заострения венца шарошки и контактной прочности породы (рис. 4).

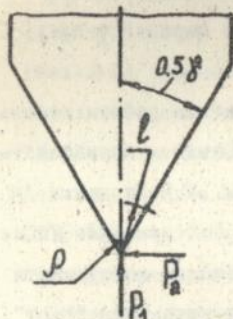


Рис. 3

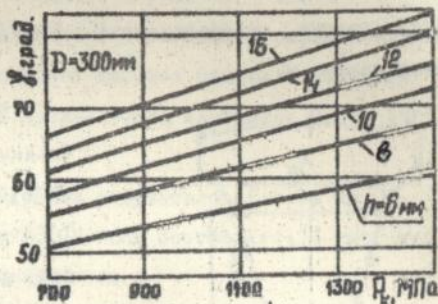


Рис. 4

Существенным недостатком венцов шарошек с профилем, изображенным на рис. 3, является их малая прочность при работе в режиме больших подач по породам средней крепости и крепким, а также то, что по мере притупления венца значительно возрастает необходимые для разрушения породы напорные усилия. Для проектирования рационального по условию прочности венца предлагается следующий подход. Характерными параметрами рабочей части профиля (рис. 5) есть толщина вершины B_1 и основания B_2 на расстоянии $l^* > \Delta_*$ от вершины, где величина допустимого радиального износа в большинстве случаев принимается равной $\Delta_* = 20$ мм. Значения B_1 и B_2 определялись из условия работы шарошки по породам с прочностью $P_k = 1500 \dots 1700$ МПа в режиме подач $h = 8 \dots 10$ мм. Параметр B_1 определялся из решения предыдущей задачи, а B_2 из условия прочности на изгиб под действием усилия P_k . По результатам расчетов для рабочей части профиля шарошек диамет-

ром $D = 300 \dots 400$ мм предлагаются значения $b_1 = 10$ мм, $b_2 = 27$ мм, $l^* = 25$ мм. Полученный профиль близок к профилям венцов шарошек фирм "Робинс" и "Вирт". Проведены аналитические исследования, подтверждающие преимущество шарошек с предложенным профилем.

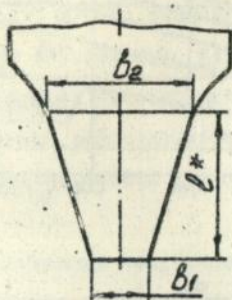


Рис. 5

Результаты работы использованы на Опытном производстве СКТБ ФМИ им. Г.В. Карпенко АН УССР при проектировании дискового шарошечного инструмента для буровой установки "Вирт". В приложении приведены материалы о внедрении результатов работы.

Основные результаты работы и краткие выводы.

1. Разработан метод прогнозирования долговечности дискового шарошечного инструмента, содержащий математическую модель кинетики изнашивания инструмента, методику решения контактной и трибоконтактной задачи о взаимодействии шарошки с горным массивом, модифицированную экспериментальную методику определения базисного параметра износостойкости построенной модели.
2. Разработан метод оптимизации конструкции дисковых шарошек, где критерием оптимизации за результатами исследований рекомендован максимум проходки H_{max} .
3. Разработана методика оценки прочности венца шарошки, на основании которой получена номограмма зависимости допустимой величины подачи от угла заострения и контактной прочности породы, а также рекомендована оптимальная, по условию прочности, форма профиля венца.

4. Установлено, что силовые параметры процесса разрушения пород лобовыми дисковыми шарошками с достаточной для инженерных расчетов точностью рассчитываются по предложенной в работе методике.
5. За результатами решения задачи оптимизации определены оптимальные значения диаметров шарошек центральной части исполнительных органов проходческих комбайнов "Совз 19У", "Роббинс" и "Вирт".
6. Долевое участие от внедрения результатов работы на ОП СКТБ ФМИ им. Г.В. Карпенко АН УССР составляет 17 тыс. руб. годового экономического эффекта.

Основные результаты диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Чернец М.В., Скварок Ю.Ю. Об одном способе описания контуров цилиндрических тел, имеющих овальность и огранку. - Львов, 1984. - 10 с. - Деп. в ВИНТИ 22.04.85, № 2634.
2. Чернец М.В., Янив П.П., Скварок Ю.Ю. Использование методов механики разрушения при оптимизации процессов бурения и горной проходки //Тез. докл. I Всес. конф. "Механика разрушения материалов", Львов, 20-22 окт. 1987 г. - Львов, 1987. - С. 303.
3. Чернец М.В., Гончакивский И.Н., Скварок Ю.Ю. О решении контактной задачи для цилиндрических тел огранной конфигурации при их внутреннем соприкосновении //Проблемы прочности. - 1987. - № 6. - С. 103-106.
4. Панасик В.В., Андрейкив А.Б., Чернец М.В., Скварок Ю.Ю., Янив П.П. Оптимизация процесса разрушения горных пород бурением //Докл. АН УССР. Сер. А. - 1989. - № 2. - С. 34-37.

5. Андрейкив А.В., Панасюк В.В., Чернец М.В., Скварок Ю.Ю.
К вопросу оптимизации процесса проходки горных выработок
бурением //Физ.хим. механика материалов. - 1989. - № 2. -
С. 82-86.
6. Андрейкив А.В., Чернец М.В., Скварок Ю.Ю. Определение
нагруженности лобовой дисковой шаровки при разрушении
горного массива //Физ.хим. механика материалов. - 1990. -
№ 4. - С. 96-99.

Скварок Ю.Ю.

Подл. к печ. 19.03.91. Формат 60x84/16. Печать офсет. Усл. п. л.
0,93. Усл. кр.-отт 1,17. Уч.изд. л. 0,8 Тираж 100 экз. Бесплатно.
Зак. 2329.

Областная книжная типография 290000, Львов, ул. Стефаника, 11.

Бесплатно.

AB 25.321
25

AB 25.321

251