

УДК 622.23.05

**ОБОСНОВАНИЕ ФОРМЫ УДАРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МОЛОТКОВОГО РОТОРА  
ИНЕРЦИОННО-УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ**

**Е. Г. Куликова<sup>1,2</sup>, С. Я. Левенсон<sup>1</sup>, А. В. Морозов<sup>1</sup>**

*Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН,*

*E-mail: shevchyk\_78@mail.ru, Красный проспект, 54, 630091, г. Новосибирск, Россия*

*<sup>2</sup>Новосибирский государственный технический университет,*

*E-mail: e.kulikova@corp.nstu.ru, ул. Немировича-Данченко, 136, 630087, г. Новосибирск, Россия*

Приведен краткий аналитический обзор средств механизации, применяемых для оборки откосов карьеров. Описан инерционно-ударный метод разрушения породного массива в сравнении с послонным фрезерованием. Рассмотрено устройство для разработки откосов карьеров, рабочим оборудованием которого является молотковый ротор, реализующий инерционно-ударное разрушение. Представлена методика и результаты численных и лабораторных исследований динамики такого оборудования, позволившие определить рациональный диапазон значений угла заострения каждого молотка, а также предпочтительную частоту наносимых ими ударов, обеспечивающие минимальные энергозатраты на привод молоткового ротора и наименьшую передачу сил реакции породного массива на поддерживающие элементы ротора при сохранении производительности процесса разрушения.

*Оборка откосов, инерционно-ударный рабочий орган, потребляемый электрический ток, амплитуда вибрации поддерживающих элементов, производительность отбойки*

DOI: 10.15372/FTPRPI20230310

Современное развитие горнодобывающей промышленности происходит при повышенном дефиците невозобновляемых природных ресурсов. Проблема частично решается за счет освоения территорий Крайнего Севера [1–4]. В этих условиях добыча полезных ископаемых проводится за счет формирования глубоких и сверхглубоких карьеров, что требует значительных объемов вскрышных работ. Для снижения объема вскрыши и повышения эффективности добычи увеличивают общие углы бортов карьеров с применением технологии постановки вертикальных уступов [5–7].

Вследствие формирования массива из пород, подвергаемых периодически повторяющимся процессам замораживания и оттаивания, его прочность вблизи поверхности откосов карьера неравномерна. Ситуация усугубляется сейсмическими воздействиями, которые происходят во время проведения буровзрывных работ. Это приводит к стихийным обрушениям неукрепленных участков и камнепадам, представляющим опасность для персонала и техники, находящихся на низлежащих горизонтах.

---

Работа выполнена в рамках проекта НИР (номер гос. регистрации 121052600390-5).

В число мероприятий, направленных на закрепление и стабилизацию элементов конструкции карьера, входит систематическая оборка откосов [8–18]. В зависимости от сложности условий ее проведения, определяемых высотой, углом наклона и устойчивостью откоса, оборка выполняется вручную с привлечением промышленных альпинистов или механизировано с помощью оборудования статического или динамического действия [19–22]. Особое место среди таких машин занимают устройства барабанного фрезерования, которые отбивают породу слоем малой толщины, но захватывая протяженный участок откоса [23–25]. Благодаря этому они обеспечивают равномерную обработку поверхности массива без увеличения мощности привода. Однако такие устройства отличаются высокой металлоемкостью и габаритностью. При этом веса фрезерного барабана недостаточно для его прижатия к откосу с углом наклона близким к  $90^\circ$ , что приводит к росту энергии, затрачиваемой на привод машины.

В Институте горного дела СО РАН создано оборудование, реализующее инерционно-ударный метод разрушения и основывающееся на преобразовании кинетической энергии шарнирно закрепленных на осях вращающего ротора элементов (молотков) в энергию удара [26, 27]. В отличие от фрезерования, после передачи энергии разрушаемой поверхности происходит поворот молотков относительно оси их закрепления, отклонение от положения, занимаемого при свободном вращении, и снижение их линейной скорости. В зависимости от центробежной силы, действующей на каждый ударный элемент, и свойств разрушаемого материала наносимый удар может быть упругим с последующим отскоком молотка или неупругим без нарушения контакта между молотком и обрабатываемой поверхностью. В последнем случае процесс разрушения подобен фрезерованию. Однако сила трения, вызывающая износ ударного элемента, и сила реакции разрушаемой поверхности, передаваемая на элементы крепления к ротору, значительно меньше благодаря шарнирному креплению молотка и возможности изменения его положения в зависимости от сопротивлений, действующих на него.

Для использования ротора инерционно-ударного действия при оборке откосов уступов из скальных горных пород разработано устройство [27], представляющее собой самоходную платформу 1 с закрепленной на ней стрелой 2 с возможностью поворота и осевого перемещения (рис. 1). На стреле подвешена тележка 4, на которой закреплены молотковый ротор 7 и механизм его вращения 8. С помощью механизма 6 и опорных роликов тележка 4 может перемещаться вдоль стрелы 2 в обоих направлениях. Перед началом работы платформу 1 располагают на необходимом расстоянии от бровки откоса и опускают на поверхность уступа. В транспортном режиме стрела находится в горизонтальном положении. С помощью механизмов управления ее устанавливают в рабочее положение вдоль откоса. Тележку 4 переводят в крайнее верхнее положение. Электродвигатели 15 и 19 через систему управления осуществляют вращение молоткового ротора и его перемещение вниз вдоль стрелы 2. Скорость движения тележки 4 регулируется изменением частоты подаваемого тока на электродвигатель 15 в зависимости от крепости горной породы на откосе и глубины снимаемого слоя. Частотой вращения молоткового ротора 7 также можно управлять с помощью преобразователя частоты, подающего ток электродвигателю 19. Отбитая горная порода под действием силы тяжести поступает на нижнюю площадку уступа, откуда она собирается погрузчиками или бульдозерами. В нижнем положении тележки 4 включают на реверс электродвигатель 15, и она совершает движение вверх, осуществляя повторную оборку поверхности откоса. При достижении исходного положения электродвигатели 15 и 19 отключают, стрелу 2 поднимают и перемещают платформу 1 вдоль бровки откоса на ширину захвата молоткового ротора 7 — на следующую рабочую позицию.

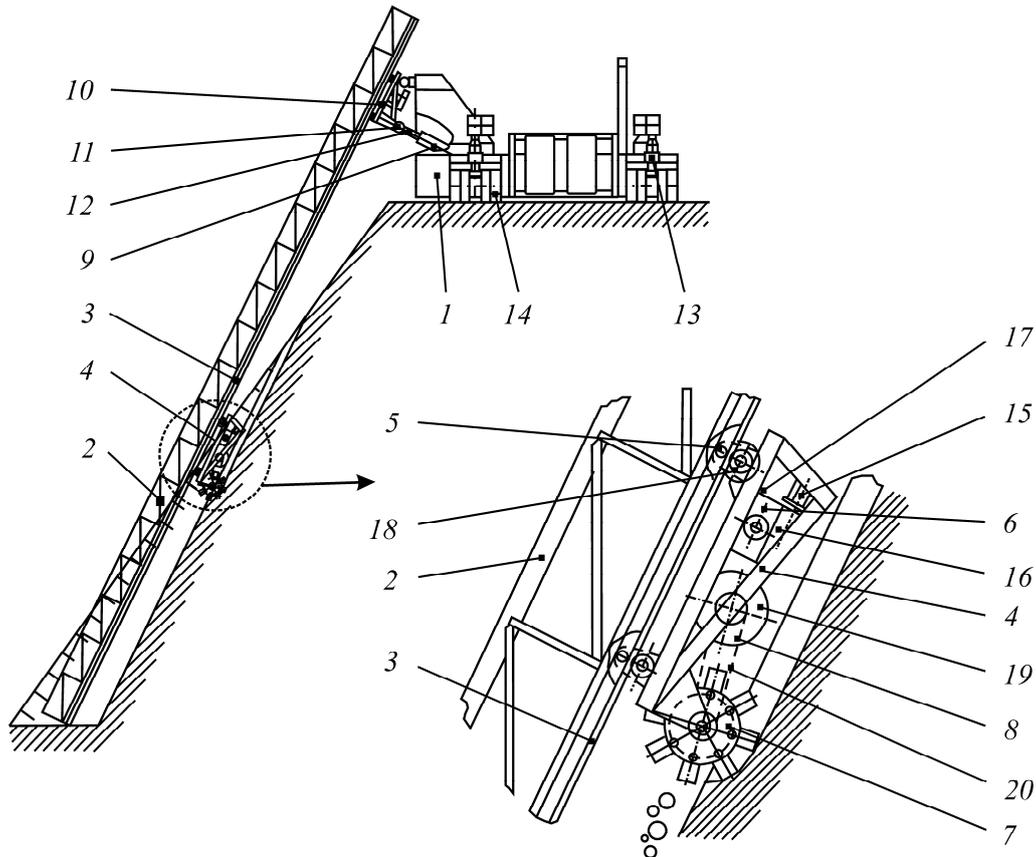


Рис. 1. Устройство для обработки откосов уступов: 1 — платформа; 2 — поворотная стрела; 3 — направляющие; 4 — тележка; 5 — опорные ролики; 6 — механизм перемещения тележки; 7 — молотковый ротор; 8 — механизм вращения; 9, 12 — гидроцилиндр поворота стрелы и его шток соответственно; 10 — механизм осевого перемещения стрелы; 11 — шарнир; 13 — ходовая стойка; 14 — ходовые колеса; 15, 19 — электродвигатели; 16 — редуктор; 17, 20 — цепные передачи; 18 — колеса

При необходимости увеличения угла откоса обрабатывается сначала нижний участок с последовательным увеличением его высоты. Далее послойно ведется обработка поверхности откоса до необходимой ширины верхней площадки уступа.

#### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

В сравнении с копанием и фрезерованием инерционно-ударный метод позволяет осуществлять динамическое воздействие на горную породу, за счет чего достигается снижение энергозатрат на процесс разрушения выступов при обработке откоса карьера. Благодаря повороту молотков после удара о массив уменьшается сила реакции на молотковый ротор и элементы его крепления. Однако степень проявления этих качеств зависит от конструктивных параметров рабочего оборудования и свойств разрушаемой породы. Проведена серия экспериментальных исследований динамики системы “инерционно-ударный рабочий орган – разрушаемый массив”, в результате которых решались следующие задачи:

— установление степени влияния угла заострения молотков и их взаимного расположения на затраты энергии, требуемой для разрушения твердого материала, и передачу сил его реакции на поддерживающие элементы рабочего оборудования;

— определение рационального диапазона значений угла заострения молотка  $\beta$  (рис. 2), обеспечивающих наибольшее напряжение на обрабатываемой поверхности при ударе.

Первая задача исследований решалась методом физического моделирования на стенде [28], элементы которого позволяли имитировать различные условия работы вращающегося молотково-го ротора при его линейном перемещении относительно обрабатываемой поверхности. Ось вращения ротора фиксировалась в пространстве, отбойка осуществлялась за счет линейного движения образца разрушаемого материала, в качестве которого использовались сибит с пределом прочности  $\sigma_s = 3.6$  МПа и смесь цемента и песка, принятых в массовом отношении 1 : 6 ( $\sigma_s = 9.5$  МПа).

В экспериментах использовались молотки двух типов ударной поверхности. Молоток, условно обозначенный как М1, имел сплошные грани, образующие при ударе прямоугольный клин (рис. 2а). На боковой поверхности молотка М2 выполнен серповидный вырез, уменьшающий угол заострения  $\beta$  (рис. 2б). В каждом исследовании применялись ударные элементы только одного типа.

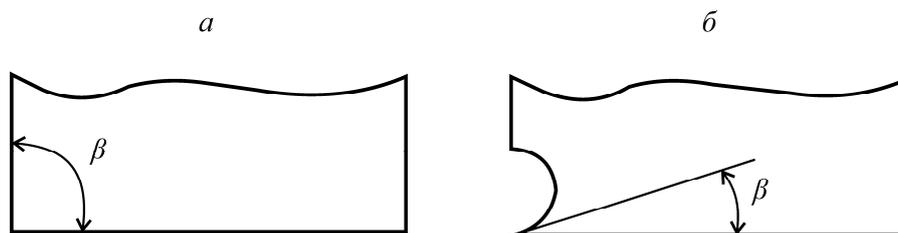


Рис. 2. Исследуемые типы ударной поверхности молотков М1 (а) и М2 (б);  $\beta$  — угол заострения

Для изменения угла  $\alpha_y$  приложения силы удара  $F_y$  к разрушаемому образцу материала с помощью системы установочных механизмов стенда ротор располагался на различных высотах  $H$  относительно разрушаемого образца (рис. 3). В экспериментах рассматривались три его положения с соответствующим изменением угла  $\alpha_y$  от 33 до 51°.

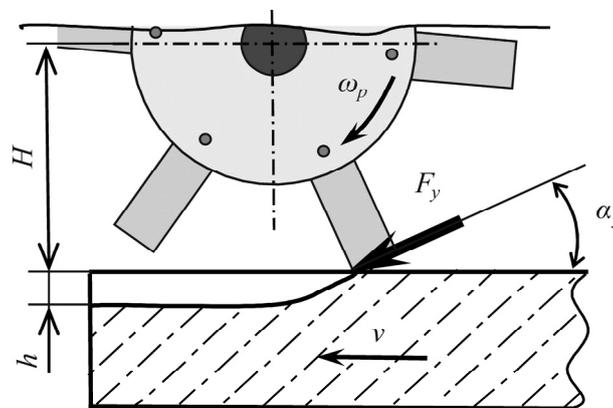


Рис. 3. Схема приложения силы удара  $F_y$  к образцу материала

Частота нанесения ударов  $n_y$  варьировалась за счет различных сочетаний частоты вращения  $\omega_p$  ротора (157 и 63 рад/с) и количества молотков  $z$ , закрепленных в одной его диаметральной плоскости (6 и 3 шт.). При этом  $\omega_p$  назначалась из условий гарантированного разрушения образца и предотвращения повышенного пылеобразования, связанного с возможным переизмельчением отбиваемого материала, а количество молотков — из условий равномерного распределения нагрузки по диаметру ротора и минимальной металлоемкости рабочего оборудования.

Дополнительно с целью исследования влияния взаимного расположения молотков вдоль оси ротора на энергетические затраты и передачу сил реакции разрушаемого материала на поддерживающие элементы молотки устанавливались в две диаметральных плоскости по три штуки так, чтобы в одном варианте два соседних молотка наносили удары одновременно, а в другом — поочередно.

Затраты энергии на разрушение каждого образца материала оценивались опосредованно по изменению силы тока  $I_{ep}$  в обмотке электродвигателя привода молоткового ротора, фиксируемому датчиком ДТ1, включенным в электрическую схему стенда. Непрерывный сигнал с датчика преобразовывался цифровым запоминающим осциллографом АКПП-72203 и передавался на ЭВМ для сбора и последующей обработки.

Для определения изменения динамической нагрузки на упругих поддерживающих элементах рабочего оборудования с помощью пьезоэлектрического акселерометра, закрепленного на раме ротора, усилителя заряда типа 2635 (“Брюль и Кьер”, Дания), аналого-цифрового преобразователя Е-440 (ЗАО “Л-Кард”, Россия) и ЭВМ фиксировались виброперемещения в этой области стенда, возникающие в процессе отбойки. Обработка собранной информации осуществлялась с помощью программного комплекса автоматизации экспериментальных и технологических установок АСТest.

Показания датчиков фиксировались при холостом ходе механизмов подачи образца материала и вращения ротора и в процессе взаимодействия вращающихся ударных элементов с линейно перемещающейся разрушаемой поверхностью. На основе обработки и анализа информации, полученной с датчиков, определялись коэффициенты увеличения потребления электрического тока  $k_I$  и амплитуды колебаний  $k_A$ :

$$k_I = \frac{I_p}{I_x}, \quad k_A = \frac{A_p}{A_x},$$

где  $I_x$ ,  $A_x$  — параметры, полученные на холостом ходу,  $I_p$ ,  $A_p$  — параметры, полученные в процессе разрушения.

После завершения каждого эксперимента замерялась глубина отбойки  $h$  и вычислялась производительность разрушения:

$$\Pi = 3600bhv,$$

$b$  — ширина разрушаемой зоны;  $v$  — скорость подачи образца.

Вследствие большой трудоемкости проведения лабораторных экспериментов для решения второй задачи исследований применялось компьютерное моделирование методом конечных элементов с помощью программного комплекса ANSYS. Решение полной системы уравнений динамики (Full Transient Analysis) проводилось с использованием неявной схемы прямого интегрирования по времени, базирующейся на методе Ньюмарка [29].

Численная модель включала в себя ротор 1, свободно вращающийся относительно неподвижной оси 2. В его торцевой поверхности шарнирно закреплен молоток 3 (рис. 4). При вращении ротора молоток вместе с ним двигался относительно оси 2 и наносил удар по поверхности разрушаемого материала 4, перемещаемого горизонтально с постоянной скоростью. Для уменьшения времени расчета при разработке модели принимались следующие допущения:

- на роторе закреплялся только один молоток;
- разрушаемый материал 4 имел фиксированные размеры, принятые относительно диаметра ротора в соответствии с пропорциями лабораторного стенда, используемого в физических экспериментах;

- элементы молоткового ротора абсолютно жесткие, материал 4 — деформируемый;
- трение между контактирующими элементами молоткового ротора не учитывалось;
- задавались только кинематические параметры движений: угловая частота вращения ротора и скорость линейного перемещения материала 4;
- учитывался собственный вес динамической системы;
- расчет выполнялся для одного удара молотка о разрушаемую поверхность.

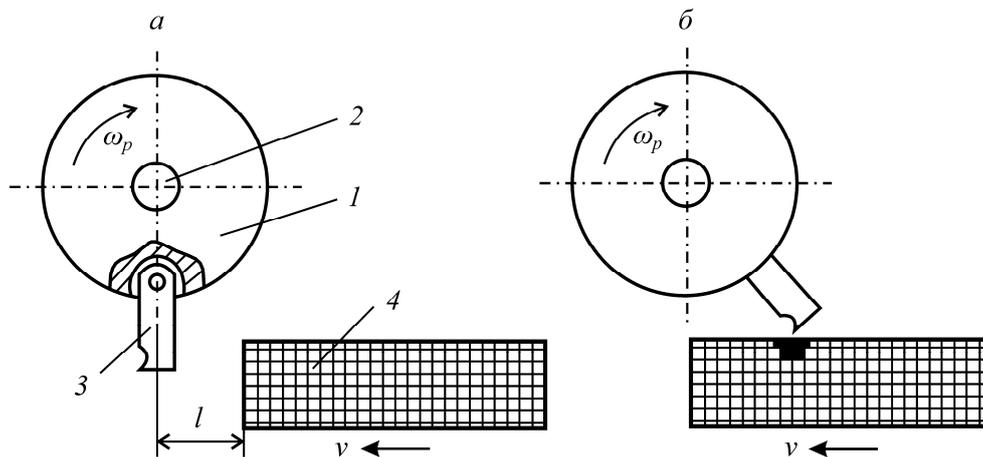


Рис. 4. Расчетная схема работы молоткового ротора: *a*, *б* — положение молотка в начальный момент и при контакте с разрушаемой поверхностью соответственно; 1 — ротор; 2 — ось; 3 — молоток; 4 — разрушаемый материал;  $\omega_p$  — частота вращения;  $v$  — скорость подачи материала;  $l$  — расстояние в начальный момент времени

В качестве материала элементов молоткового ротора из стандартной библиотеки выбрана сталь (Structural Steel) с модулем упругости  $E = 2 \cdot 10^{11}$  Па и модулем Пуассона  $\mu = 0.3$ , для образца материала — бетон (Concrete NL) плотностью  $2300 \text{ кг/м}^3$ ,  $E = 2.7 \cdot 10^{10}$  Па,  $\mu = 0.2$ , описываемый нелинейной моделью Друкера–Прагера. В начальный момент времени все перемещения и скорости вибросистемы были приняты равными нулю.

Граничные условия расчета определялись жесткой фиксацией оси 2, исключением перемещения нижней поверхности материала 4 в вертикальном направлении и ограничением возможности перемещения молотка 3 в пределах секторного углубления ротора 1. В начальный момент времени молоток 3 располагался неподвижно и вертикально. Разрушаемый материал 4 находится на расстоянии  $l$  от вертикальной оси ротора, выбираемом в каждом эксперименте в зависимости от скорости вращения ротора и времени, необходимого для достижения установившегося режима вращения молотка. Высота  $H$  от горизонтальной оси ротора до верхней поверхности материала 4 во всех экспериментах принималась одна и та же.

Угол заострения  $\beta$  молотка варьировался за счет изменения глубины и радиуса кривизны его серповидного выреза в диапазоне  $\beta = 20 - 50^\circ$  и устанавливался перед каждым экспериментом (рис. 2). Для сравнения был рассмотрен также и молоток М1.

В процессе моделирования ротор, вращаясь с постоянной угловой скоростью  $\omega_p$ , равной 100, 150, 200 или 270 рад/с, приводил в движение молоток, который, постепенно разгоняясь, в установившемся режиме принимал положение относительно радиуса ротора, зависящее от действующей на него центробежной силы. Одновременно материал 4 двигался в направлении, указанном на рисунке 4, с постоянной линейной скоростью  $v$ .

В определенный момент времени происходил удар молотка 3 о верхнюю поверхность материала 4. Направление нанесения удара зависело от его положения в установившемся режиме вращения и в совокупности с углом заострения  $\beta$  влияло на напряженно-деформированное состояние материала 4. Так как основной вклад в разрушение материалов вносит нормальная составляющая силы удара, то анализировалась карта нормальных напряжений материала 4 и фиксировалось их максимальное значение  $\sigma_\beta$ .

Влияние угла заострения  $\beta$  на процесс разрушения оценивалось по отношению  $\sigma_\beta / \sigma_{90}$ , где  $\sigma_{90}$  — напряжение, создаваемое молотком с прямым углом.

### РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Как показали результаты лабораторных исследований, разрушение материалов относительно низкой прочности ( $\sigma_s = 3.6$  МПа) под углом  $\alpha_y < 35^\circ$  происходит одинаково вне зависимости от угла заострения молотка и скорости  $n_y$ . Полученные коэффициенты  $k_I$  показывают, что увеличение токопотребления не превышает 20 % (рис. 5а). С ростом  $\alpha_y$  заострение породоразрушающего инструмента приводит к увеличению  $k_I$  в 1.1 раза при частоте нанесения ударов  $n_y = 75$  уд./с (рис. 5а, кривые I, 1 и I, 2) и в 1.4 раза при  $n_y = 150$  уд./с (рис. 5а, кривые II, 1 и II, 2).

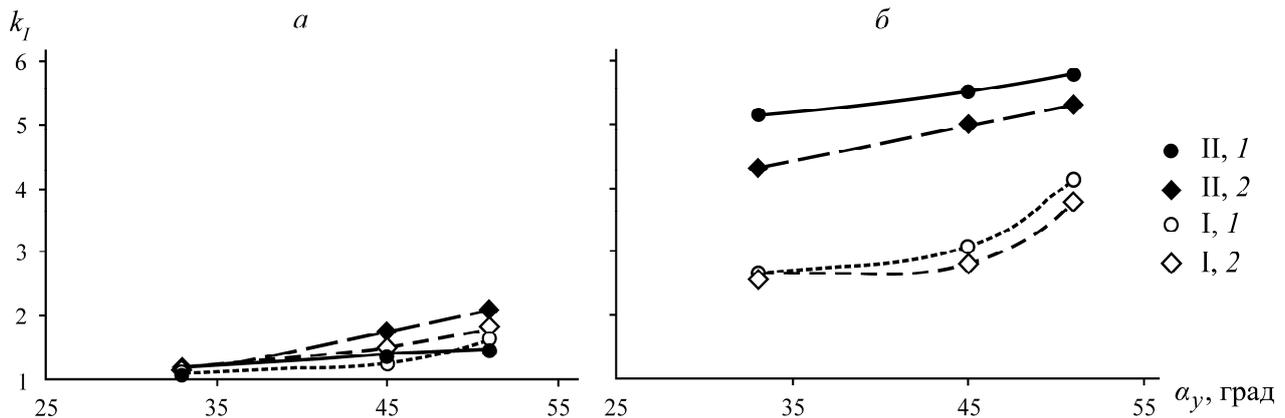


Рис. 5. Зависимость коэффициента увеличения потребления электрического тока  $k_I$  от угла приложения силы удара  $\alpha_y$  при пределе прочности разрушаемого материала на сжатие 3.6 (а) и 9.5 МПа (б): I —  $n_y = 75$  уд./с, II —  $n_y = 150$  уд./с; 1, 2 — молотки типа М1, М2 соответственно

С ростом прочности материала в 2.5 раза до  $\sigma_s = 9.5$  МПа затраты токопотребления увеличились в 1.9–2.5 раза при частоте ударов 75 уд./с (рис. 5б, кривые I, 1 и I, 2) и в 2.5–4.3 раза при 150 уд./с (рис. 5б, кривые II, 1 и II, 2). Повышение  $k_I$  для молотков М2 меньше, чем для М1, на 5–10 % при низкой частоте ударов и на 10–20 % — для более высокой. Это доказывает предпочтительность использования ударных элементов с уменьшенным углом заострения исходя из условия наименьших затрат энергии на работу рассматриваемого оборудования.

Анализ результатов исследования передачи вибрации от зоны контакта с разрушаемым материалом на поддерживающие элементы ротора показал, что вне зависимости от используемого оборудования разрушение материалов относительно низкой прочности сопровождается ко-

лебаниями рамы с основной частотой 25–30 Гц и амплитудой, определяемой частотой нанесения ударов. При  $n_y = 75$  уд./с амплитуда вибрации не превышает 0.20–0.31 мм (рис. 6а, кривые I, 1 и I, 2) с соответствующим коэффициентом усиления  $k_A = 3.85 - 5.43$ . С увеличением частоты ударов до 150 уд./с амплитуда колебаний уменьшается (рис. 6а, кривые II, 1 и II, 2) и коэффициент  $k_A$  снижается до 1.00–2.83. Передача вибрации при разрушении молотками М1 с частотой 75 уд./с образца материала с пределом прочности 9.5 МПа усиливается не более чем в 1.5 раза. Это значительно меньше, чем при использовании молотков типа М2 с амплитудой колебаний на поддерживающих элементах до 1.52 мм ( $k_A = 48.4$ ) (рис. 6б, кривая I, 2), что в 12 раз превышает ранее представленные результаты. Однако увеличение  $n_y$  до 150 уд./с позволило снизить амплитуду вибрации до 0.13–0.36 мм, практически приближая ее к значениям, полученным не только при использовании молотков М1, но и при работе на материале с  $\sigma_s = 3.6$  МПа (рис. 6б, кривая II, 2).

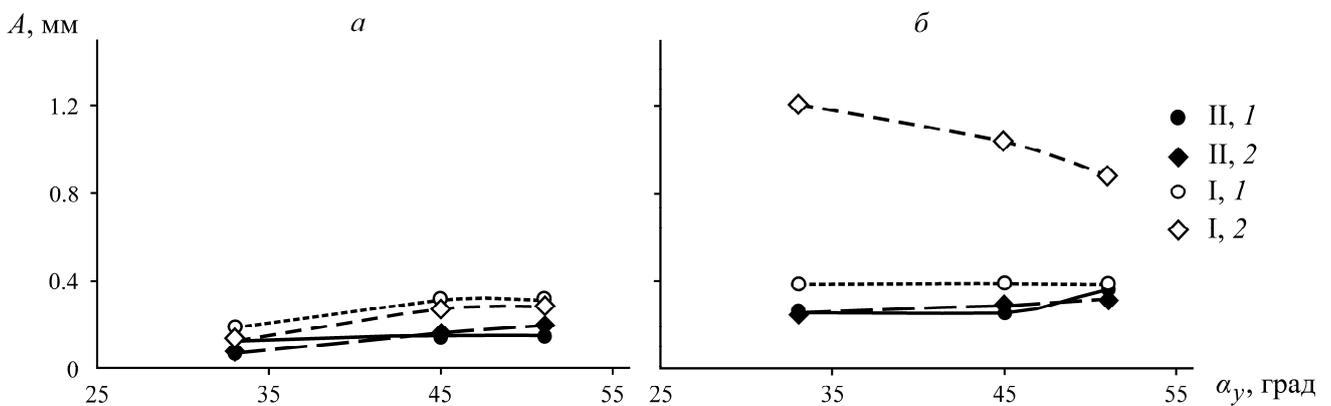


Рис. 6. Зависимость амплитуды колебаний поддерживающего элемента ротора от угла приложения силы удара  $\alpha_y$  при пределе прочности разрушаемого материала на сжатие 3.6 (а) и 9.5 МПа (б): I —  $n_y = 75$  уд./с, II —  $n_y = 150$  уд./с; 1, 2 — молотки типа М1, М2

Исходя из условия минимальной передачи сил реакции разрушаемого материала на поддерживающие элементы молоткового ротора, при использовании ударных элементов с уменьшенным углом заострения необходимо использовать такое количество молотков и задавать такую скорость вращения ротора, чтобы обеспечивалась частота нанесения ударов не ниже 150 уд./с. Для ротора, оснащенного большим количеством ударных элементов, закрепленных в нескольких его диаметральных плоскостях, задача снижения уровня вибрации поддерживающих элементов может быть решена за счет установки молотков в шахматном порядке. Экспериментально установлено, что это позволяет в 1.5 раза снизить коэффициент  $k_A$  в контрольной точке без увеличения частоты вращения ротора.

Параллельно основным исследованиям определялось изменение производительности отбойки П. При использовании молотков с уменьшенным углом заострения ее снижение отмечается незначительно.

Производительность разрушения материалов относительно низкой прочности определяется в основном углом приложения силы удара. Эта зависимость практически линейная и одинакова для рассматриваемых форм молотков и скоростей вращения ротора (рис. 7а). Эффективность отбойки материала с  $\sigma_s = 9.5$  МПа под углом  $\alpha_y < 35^\circ$  также не зависит от типа молотка.

С увеличением угла приложения силы удара до  $55^\circ$  при более низкой частоте вращения молотки начинают работать с различной производительностью, но с повышением частоты  $n_y$  разница становится менее заметной.

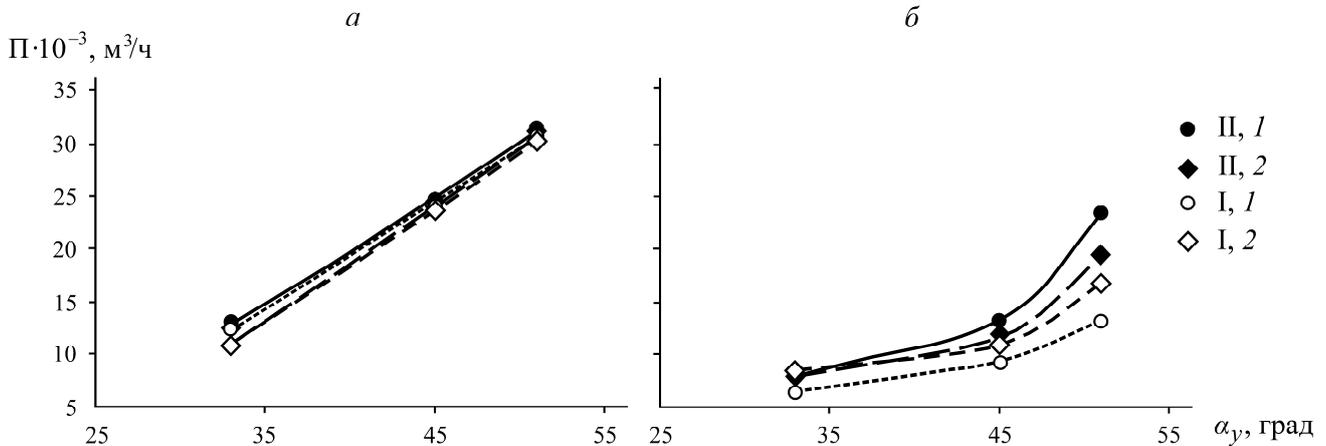


Рис. 7. Зависимость производительности отбойки от угла приложения силы удара при пределе прочности материала на сжатие 3.6 (а) и 9.5 МПа (б): I —  $n_y = 75$  уд./с; II —  $n_y = 150$  уд./с; 1, 2 — молотки типа M1, M2

Хотя наилучший результат показали прямые молотки M1, разрушающие экспериментальные материалы с частотой  $n_y = 150$  уд./с, разница с молотками M2 составила не более 15% (рис. 7б, кривые II, 1 и II, 2). При этом эффективность отбойки молотками M2 менее зависима от частоты нанесения ударов. В рассматриваемом диапазоне углов  $\alpha_y$  снижение скорости  $n_y$  в 2 раза приводит к уменьшению производительности П в 1.2–1.8 раза для ударных элементов M1 и в 1.0–1.2 для M2.

Рациональный диапазон значений угла заострения молотка  $\beta$  установлен исходя из результатов численных экспериментов, которые показали влияние угла  $\beta$  на нормальное напряжение, возникающее на поверхности разрушаемого материала в момент удара. Степень этого влияния и характер зависимостей, полученных для разных угловых скоростей ротора, определяется кинетической энергией молотка и его положением относительно радиуса ротора, принимаемым в установившемся режиме вращения под действием центробежной силы. При  $\omega_p = 100$  рад/с в диапазоне  $\beta = 20 - 50^\circ$  заостренный ударный элемент создает большее нормальное напряжение, точно передавая импульс в момент контакта (рис. 8). С ускорением ротора не вся энергия передается материалу, часть ее затрачивается на отскок заостренного клина молотка. Следовательно, при возрастании  $\omega_p$  до 150 рад/с молоток с углом  $\beta < 37^\circ$  создает на разрушаемой поверхности напряжение меньше, чем прямой молоток. Дальнейшее повышение скорости вращения ротора увеличивает рациональное значение угла заострения молотка. При  $\omega_p = 270$  рад/с напряжения, создаваемые ударным элементом с  $\beta = 45 - 50^\circ$ , сопоставимы с напряжениями от действия прямого молотка. Таким образом, размеры серповидного выреза молотка должны обеспечивать рациональное значение угла его заострения, составляющее не менее  $45 - 50^\circ$ .

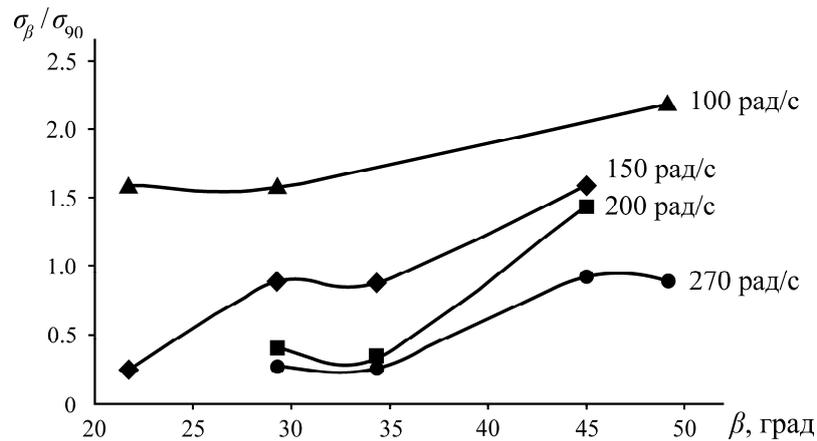


Рис. 8. Зависимость нормальных напряжений на поверхности разрушаемого образца материала в момент удара от угла заострения молотка при разной частоте вращения молоткового ротора;  $\sigma_\beta$ ,  $\sigma_{90}$  — напряжение, создаваемое молотком с углом  $\beta$  и  $90^\circ$  соответственно

## ВЫВОДЫ

При проектировании молоткового ротора инерционно-ударного действия для разрушения скальных горных пород, например при оборке откосов уступов карьеров, молотки необходимо изготавливать с углом заострения менее  $90^\circ$ . Это позволяет снизить коэффициент увеличения потребления электрического тока  $k_I$  до 20 %, что косвенно свидетельствует об уменьшении энергетических затрат на работу оборудования в сравнении с прямыми молотками. Исходя из условия реализации максимального нормального напряжения на разрушаемой поверхности в момент удара угол заострения должен приниматься равным  $45 - 50^\circ$ .

Из условия минимальной передачи сил реакции разрушаемой породы на поддерживающие элементы ротора с заостренными молотками, наносящими удары под углом  $30 - 50^\circ$ , необходимо использовать такое количество молотков, закрепленных в одной диаметральной плоскости, и задавать такую частоту вращения ротора, при которых обеспечивается частота нанесения ударов не ниже 150 уд./с. При этом молотки, установленные в разных диаметральных плоскостях, должны располагаться в шахматном порядке.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Регионы Севера и Арктики Российской Федерации: современные тенденции и перспективы развития:** монография / под ред. Т. П. Скуфьиной, Н. А. Серовой. — Апатиты: КНЦ РАН, 2017. — 171 с.
2. **Глобальные тенденции освоения энергетических ресурсов Российской Арктики.** Ч. II. Мониторинг освоения арктических энергетических ресурсов / под ред. С. А. Агаркова, В. И. Богоявленского, С. Ю. Козьменко, В. А. Маслобоева, М. В. Ульченко. — Апатиты: КЦН РАН, 2019. — 177 с.
3. **Feng Gao, Cong Li, Xin Xiong, Yanan Zhang, and Keping Zhou.** Dynamic behaviors of water-saturated and frozen sandstone subjected to freeze-thaw cycles, *J. Rock Mech. Geotech. Eng.*, 2022, Vol. 15, Issue 2.
4. **Методическое пособие по определению углов откосов уступов и углов наклона бортов карьеров, сложенных многолетнемерзлыми породами.** — Л.: ВНИМИ, 1972. — 106 с.

5. **Чебан А. Ю.** Технология доработки месторождений кимберлитов с применением канатной системы подъема горной массы // *Технология и техника разработки месторождений полезных ископаемых*. — 2019. — № 42 (4). — С. 495–501.
6. **Саканцев Г. Г., Ческидов В. И., Зырянов И. В., Акишев А. Н.** Обоснование параметров уклонов вскрывающих выработок при открытой разработке глубокозалегающих месторождений // *ФТПРПИ*. — 2018. — № 1. — С. 87–96.
7. **Ogger C., Fenoglio T. M., Godio A., and Vinai R.** Overburden management in open pits: options and limits in large limestone quarries, *Int. J. Min. Sci. Technol.*, 2019, Vol. 29, Issue 2. — P. 217–228.
8. **Мелихов М. В., Чащинов Г. В.** Применение технологии скейлинг для защиты карьерного автотранспорта от камнепадов // *Тр. Ферсмановской научной сессии ГИ КНЦ РАН*. — 2017. — № 14. — С. 311–314.
9. **Тимофеева Ю. В., Суксова С. А., Усольцева Л. А.** Контроль устойчивости бортов карьера с помощью радиолокаторов MSR // *Вестн. Евразийской науки*. — 2020. — № 4. — Т. 12. — С. 23–32.
10. **Молчанов В. П., Акимов В. А., Соклов Ю. И.** Риски чрезвычайных ситуаций в Арктической зоне Российской Федерации. — М.: ФГБУ ВНИИ ГОЧС (ФЦ), 2011. — 300 с.
11. **Zhiwu Zhu, Tiantian Fu, Jianguo Ning, and Bin Li.** Mechanical behavior and constitutive model of frozen soil subjected to cyclic impact loading, *Int. J. Impact Eng.*, 2023, Vol. 175. — 104531.
12. **Jarman D. and Harrison S.** Rock slope failure in the British mountains, *Geomorphology*, 2019, Vol. 340. — P. 202–233.
13. **Asr E. T., Kakaie R., Ataei M., and Mohammadi M. R. T.** A review of studies on sustainable development in mining life cycle, *J. Cleaner Product.*, 2019, Vol. 229. — P. 213–231.
14. **Ismail A., Safuan A. R. A., Sa'ari R., Rasib A. W., Mustaffar M., Abdullah R. A., Kassim A., Yusof N. M., Rahaman N. A., and Kalatehjari R.** Application of combined terrestrial laser scanning and unmanned aerial vehicle digital photogrammetry method in high rock slope stability analysis: A case study, *Measurement*, 2022, Vol. 195. — 111161.
15. **Alejano L. R., Pons B., Bastante F. G., Alonso E., and Stockhausen H. W.** Slope geometry design as a means for controlling rockfalls in quarries, *Int. J. Rock Mech. Min. Sci.*, 2007, Vol. 44, Issue 6. — P. 903–921.
16. **Kodama J., Nishiyama E., and Kaneko K.** Measurement and interpretation of long-term deformation of a rock slope at the Ikura limestone quarry, Japan, *Int. J. Rock Mech. Min. Sci.*, 2009, Vol. 46, Issue 1. — P. 148–158.
17. **Жиров Д. В., Рыбин В. В., Климов С. А., Мелихова Г. С., Завьялов А. А.** Проведение комплексного инженерно-геологического районирования для обоснования объектов и видов работ по закреплению/стабилизации уступов карьера (Ч. I) // *Инженерная защита*. — 2014. — № 2. — С. 22–31.
18. **Мелихов М. В., Мелихов Д. В.** Опыт защиты людей при проведении инженерных изысканий на карьерных уступах // *Проблемы недропользования*. — 2017. — № 1. — С. 175–181.
19. **Medolago A. and Melzi S.** A flexible multi-body model of a surface miner for analyzing the interaction between rock-cutting forces and chassis vibrations, *Int. J. Min. Sci. Technol.*, 2021, Vol. 31, Issue 3. — P. 365–375.
20. **Федулов А. И., Лабутин В. Н.** Ударное разрушение мерзлых грунтов и горных пород // *ФТПРПИ*. — 1995. — № 5. — С. 57–61.
21. **Экскаваторы с ковшом активного действия: Опыт создания, перспективы применения / А. Р. Маттис, В. И. Кузнецов, Е. И. Васильев и др.** — Новосибирск: Наука, 1996. — 174 с.

- 22. Кузнецов В. И., Матгис А. Р., Ташкинов А. С., Васильев Е. И., Зайцев Г. Д.** Эффективность экскавации вскрышных пород на карьерах при использовании безвзрывной технологии // ФТПРПИ. — 1997. — № 5. — С. 100–107.
- 23. Герике П. Б.** Разрушение горных пород дисковым инструментом машин для послойного фрезерования: автореф. ... канд. тех. наук. — Кемерово, 2005. — 19 с.
- 24. Пат. 2278266 РФ.** Режущий барабан для карьерной добычной машины непрерывного действия / А. Элер, Г. Кунце, Ф. Шрадер, Б. Петак, К. Поттенберг; заявитель и патентообладатель МАН Такраф Фердертехник ГМБХ (DE), № 2003129016/03; заявл. 29.09.2003 // Оpubл. в БИ. — 2006. — № 17.
- 25. Пат. 2539479 РФ.** Способ разработки сложноструктурного месторождения и рабочий орган для осуществления способа / А. Ю. Чебан, С. А. Шемякин, Н. П. Хрунина, заявитель и патентообладатель ИГД ДВО РАН, № 2013153700/03; заявл. 03.12.2013 // Оpubл. в БИ. — 2015. — № 2.
- 26. Левенсон С. Я., Ланцевич М. А., Гендлина Л. И., Акишев А. Н.** Новая технология и оборудование для безвзрывного формирования рабочей зоны глубоких карьеров // ФТПРПИ. — 2016. — № 5. — С. 125–132.
- 27. Пат. 2618806 РФ.** Устройство для отработки откосов уступов / С. Я. Левенсон, В. А. Голдобин, М. А. Ланцевич, Л. И. Гендлина, В. М. Усольцев, А. В. Морозов, А. Н. Акишев; заявитель и патентообладатель ИГД СО РАН, № 2016100405; заявл. 11.01.2016 // Оpubл. в БИ. — 2016. — № 14.
- 28. Куликова Е. Г., Морозов А. В.** Результаты апробации инерционно-ударного метода разрушения горных пород // Научные технологии разработки и использования минеральных ресурсов. — 2022. — № 8. — С. 142–147.
- 29. Лукашевич А. А.** Современные численные методы строительной механики. — Хабаровск: ХГТУ, 2003. — 135 с.

*Поступила в редакцию 14/III 2023*

*После доработки 12/V 2023*

*Принята к публикации 18/V 2023*