

УДК 621.926

**Литвинский Г. Г.**

Донбасский государственный технический университет

E-mail: ligag@ya.ru

**УДАРНАЯ ЩЕКОВАЯ ДРОБИЛКА С ГИДРОПРИВОДОМ  
(ПРОБЛЕМЫ И РЕШЕНИЯ)**

Проведен краткий анализ предыстории развития техники и технологии дробления материалов. Выявлены технические противоречия и раскрыты до сих пор не преодоленные недостатки дробильных и измельчительных машин (ДИМ). Намечены перспективные пути преодоления технических противоречий и сформулирован комплекс требований, вытекающих из анализа работы существующих ДИМ. Предложена новая конструкция для наиболее распространенного типа ДИМ — ударная щековая дробилка с гидроприводом. Принципиально новым конструктивным элементом новой щековой дробилки является колосниковая дробильная плита с ударными клиньями, образующими ортогональную решетку с проемами по всей площади. Рассмотрен и обоснован вариант модернизированной ударной щековой дробилки, в которой реализован принцип конструктивной симметричности и силовой уравновешенности. Исследованы особенности работы ударной дробилки с гидроприводом и разработана методика расчета ее параметров.

**Ключевые слова:** щековая дробилка, гидропривод, ударный раскол, исполнительный орган, колосниковые плиты дробления, усилие динамического раскола, технические противоречия, ударные клинья, расчет параметров, кинематика и динамика дробления, срок службы, производительность, конструктивные и технологические параметры, технико-экономические преимущества.

**1 Ретроспективный анализ развития техники для дробления материалов**

Необходимость дробления различных материалов возникла вместе с появлением живых существ в доисторические времена. Для дробления и измельчения пищи природа снабдила многих животных зубами. Зубы явились первыми твердыми структурами в теле древнейших позвоночных, возникшими раньше других частей скелета. Палеонтологи узнали о возникновении позвоночных в конце палеозоя только потому, что от этого времени до нас сохранились лишь зубы, самый твердый природный «инструмент» разрушения [1].

Таким образом, зубы можно считать биологическим органом, приспособленным к дроблению, измельчению и перетиранию различной твердости пищевых материалов. Но далеко не всегда зубы могут осуществить раскол. Чтобы получить съедобные внутренние части от жесткой оболочки, уже в животном мире издавна использовалось дробление ударом. Так, орлы, чтобы расколоть панцирь черепахи, поднимают и бросают ее на скалы.

Вороны бросают вниз орехи, а шимпанзе в Африке (рис. 1) используют камни как орудие раскола орехов более 2 млн лет [2].

Эти плодотворные «изобретения» живой природы, проверенные и отобранные в процессе длительного эволюционного развития, люди пытались использовать в технике начиная со времен Леонардо да Винчи. Созданием технологических устройств, при котором идея и основные элементы устройства заимствуются из живой природы, занимается биомиметика (бионика) [3].

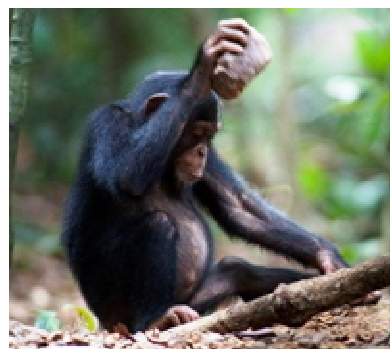


Рисунок 1 — Первичные акты дробления (прототип молотковой дробилки)

Проблема измельчения постоянно сопровождала человека в его стремлении удовлетворить свои потребности вначале в пище, а затем, по мере развития цивилизации, при решении разнообразных технических задач. Этим можно объяснить постоянное развитие особого направления в технике — дробильных и измельчительных машин (ДИМ), основанных на процессах разрушения материалов с целью контролируемого уменьшения их размеров. ДИМ находят широкое применение во многих отраслях промышленности, занятых добычей и переработкой сырьевых ресурсов: горной, металлургической, строительной, химической и др.

Вопросам дробления и измельчения посвящены многочисленные исследования, монографии, патенты и изобретения, число которых все возрастает [4–8 и др.]. Это свидетельствует не только об актуальности проблемы, но и далеко не завершеном процессе развития ее теоретических и экспериментальных основ.

Существующее большое разнообразие видов дробильно-измельчительных машин обусловлено, с одной стороны, разнородностью (разбросом) свойств исходных твердых материалов, а с другой — множеством противоречивых требований, предъявляемых к конечному продукту переработки. Возникают все новые запросы и требования к продуктам дробления, которые непрерывно усложняются и ужесточаются. Постоянно повышаются требования к кратности дробления, качеству конечного продукта, производительности, коэффициенту полезного действия, массово-энергетическим показателям конструкции и др. [4]. Этим обусловлена постоянная необходимость поиска более производительных и совершенных конструкций ДИМ, поскольку ни одна из них не может претендовать на безупречность.

Чтобы осуществить крупное и среднее дробление кускового материала повсеместно используются дробилки, работающие с использованием разных типов силовых воздействий. Последние можно перечислить в порядке увеличения затрат удельной энергии на разрушение материала: удар, раска-

лывание, надлом, сдвиг, раздавливание, истирание или их комбинации в разных сочетаниях. Так, удельные затраты энергии составляют от  $0,2 \dots 1,0 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$  (для удара и раскалывания) до  $10 \dots 15 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$  (для истирания) и более, т. е. изменяются в широких пределах в  $10 \dots 25$  раз.

Ожидается, что в период с 2003 по 2033 год объем рынка дробилок будет расти высокими темпами. Переход к 4-му промышленному укладу, промышленной автоматизации и информационным технологиям в таких секторах, как горная, металлургическая и строительная промышленности, утилизации и переработки отходов, вызовет активное использование инновационных систем дробления.

Среди разнообразных классов ДИМ щековые дробилки издавна заняли ведущее место во многом из-за своей простоты, эффективности и сравнительно небольших энергозатрат (рис. 2). Однако резервы повышения их показателей работы далеко не исчерпаны.

Поэтому разработка новых конструкций, определение оптимальных рабочих режимов и, тем самым, повышение производительности щековых дробилок являются достаточно актуальной задачей.

Основная идея работы состоит в разработке такой конструкции щековой дробилки, в которой используется наименее энергоемкий процесс разрушения — ударное силовое воздействие, — минимизирующий переизмельчение материала и обеспечивающий максимально быстрое удаление его из рабочей зоны (камеры дробления).

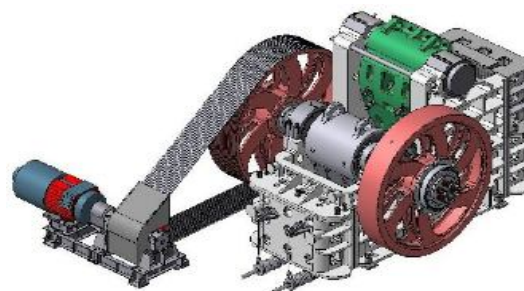


Рисунок 2 — Общий вид щековой дробилки с простым движением подвижной щеки типа ЩДП

**Цель исследований** — повысить эффективность работы щековой дробилки путем модернизации ее конструкции; **объект** — новая конструкция дробилки и ударная технология дробления; **предмет** — интенсификация происходящих в новой дробилке процессов дробления и методика расчета ее параметров.

**Методика и основная идея** — на основе функционального и ретроспективного анализа развития дробилок выявить технические противоречия и основные конструктивные недостатки щековых дробилок, перейти на более прогрессивный и наименее энергоемкий способ дробления ударным расколом с применением гидропривода.

#### **Задачи исследований:**

– выполнить функционально-технический анализ конструкций щековой дробилки и наметить направления их технико-экономического совершенствования;

– разработать конструктивные решения исполнительного органа нового технического уровня и соответствующего ему привода, позволяющих устранить существующие недостатки щековой дробилки;

– разработать метод расчета параметров конструкции и технологии ударного раскола новой дробилки.

## **2 Обзор технического уровня щековых дробилок**

По конструкции и особенностям работы дробилки подразделяют на определенные типы: щековые, конусные, валковые, ударные (молотковые, роторные и дезинтеграторы) и центробежные [5].

Наиболее распространены благодаря своим достоинствам щековые дробилки (рис. 3). Их конструкция и принцип работы достаточно просты.

Дробилка состоит из литой или сварной станины 1, дробящих плит 2, подвижной щеки с дробящей плитой 4, подвешенной на оси 5, маховика 6, шатуна 8, установленного на эксцентриковом валу 7, винта 9 для подъема клина 10, нажимных плит 12

и тяги 13, обеспечивающей контакт между подвижной дробящей плитой 4, нажимными плитами 12, шатуном 8 и упорным клином 11.

Зонай измельчения является камера дробления, образованная дробящими плитами и боковыми стенками станины. Важной конструктивной частью дробилки является выпускная щель между броневыми плитами 2, лимитирующая производительность и кратность дробления материалов.

Подлежащий измельчению материал подается сверху в камеру дробления, которая имеет клиновидную форму и ограничена двумя противостоящими дробящими плитами с боковыми стенками: одна из плит (активная) подвижная, а вторая (пассивная) — неподвижная. Куски материала, попадая в клинообразную камеру дробления, распределяются по крупности сверху вниз и при периодических сближениях плит (ход сжатия) под действием привода разрушаются раздавливанием, расколом или истиранием. По мере разрушения в камере дробления куски опускаются под собственным весом и, достигнув требуемой степени дробления, в самом низу выходят из выпускной щели при раздвижке плит (холостом ходе).

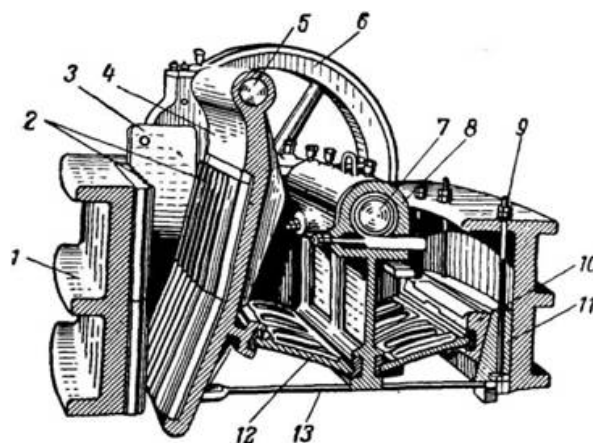


Рисунок 3 — Устройство щековой дробилки типа ЩДП<sup>1</sup>

<sup>1</sup>[http://samlit.com/izmel/rabochie\\_elementy\\_shekovyh\\_drobilok.html](http://samlit.com/izmel/rabochie_elementy_shekovyh_drobilok.html)

Исполнительным органом, предопределяющим затраты энергии на дробление и основные технико-экономические показатели дробилки, является пара взаимодействующих дробящих плит, стоимость которых часто превышает 30 % общих расходов на дробление. Они изготавливаются из высокопрочной износостойкой стали (типа стали Гатфильда). Рабочая поверхность дробящей плиты содержит рифления для лучшего захвата и дробления материала.

Щековые дробилки занимают важное место во многих отраслях промышленности. Из всех затрат в металлургической промышленности по переработке руды на процессы измельчения в щековых дробилках приходится около 40 % стоимости и до 60 % энергии [4].

К достоинствам щековых дробилок относятся простота конструкции, монтажа и демонтажа; широкий диапазон применения по твердости материала (вплоть до 300 МПа), его начальной крупности (до 2 м), кратности дробления (до 5–7) и вариации размеров выходной щели (от 250 до 5 мм). При этом мощность электродвигателя доходит до 500 кВт и более, а общая масса меняется от 5 до 500...1200 т [9, 10].

В то же время нельзя не отметить и недостатки этих дробилок, которые становятся явным тормозом на достигнутом этапе развития ДИМ:

- дробление пород происходит неконтролируемым сочетанием раздавливания, сдвигов, расколов и истирания в условиях стесненного и затрудненного удаления мелких фракций, что приводит к переизмельчению продукта и повышает энергетические потери;

- неравномерность нагрузок на привод дробилки, что вызывает высокие вибрации и требует установки массивных маховиков для их сглаживания и разгонного электродвигателя;

- строго периодичные вибрации с частотой от 5 до 10 Гц, которые создает электропривод, способные вызвать резонансные колебания в окружающих машинах, конструкциях и вредные для персона-

ла, для которого самая опасная частота инфразвукового диапазона с 7 до 9 Гц;

- конструктивное ограничение производительности размерами выпускной щели между плитами, через которую необходимо пропустить весь поток дробленого материала под собственным весом только в период раздвижки плит;

- не всегда приемлемая форма продуктов дробления, в которых появляется фракция пластинчатой и игловатой конфигурации (до 50 %);

- склонность к блокированию рабочего пространства («пасти») негабаритными кусками породы (горной массы), особенно влажной, и при неравномерной ее подаче, «заклинивание» привода;

- быстрый неравномерный износ броневых плит, что требует их периодических ремонтов, замен и вызывает простои оборудования;

- высокий разброс гранулометрического состава крупной фракции выходного продукта, достигающий до 1,5 ширины выпускной щели;

- из-за необходимости обеспечения выгрузки готового продукта под действием собственного веса через выходную щель ограничена частота колебаний и тем самым снижено динамичное воздействие подвижной щеки на материал, что не позволяет осуществить более эффективное ударное его разрушение;

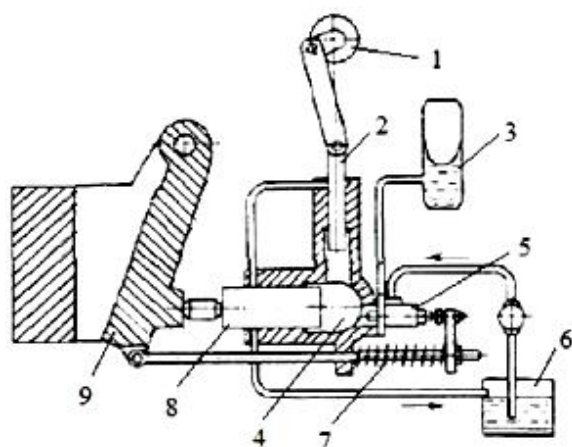
- угол раскрытия щёк должен быть менее двух углов трения материала по плитам из условия устранения выброса материала при его сжатии, что ограничивает рабочий объем и производительность дробилки.

Как видно из приведенного перечня, остается большой простор для улучшения конструкции щековых дробилок. Чтобы устранить хотя бы некоторые из этих недостатков, делались неоднократные попытки изменить конструкцию и повысить производительность щековых дробилок. Безусловно, одним из самых перспективных было направление замены электрического привода гидравлическим.

Видимо, первым щековую дробилку с гидравлическим приводом предложил канадец К. Гольди (K. Gauldie) еще в 19 веке. Дробилки общеизвестной фирмы «Голди» с гидроприводом в настоящее время обеспечивают безаварийный пропуск недробимого тела, что важно при переработке металлургических шламов [11]. Подобные технические решения предлагались и в отечественных разработках [12, 13 и др.].

Как видно из рисунка 4, щековая дробилка с гидроприводом копирует базовую конструкцию дробилок серии ЩДП. Тем не менее применение гидропривода позволяет повысить их производительность в 1,5 раза за счет уменьшения цикла качаний подвижной щеки при сохранении той же продолжительности периода открытия выходной щели.

Остальные недостатки щековой дробилки остаются неизменными и дают широкие возможности для дальнейших исследований и определяют их направленность с целью интенсификации ее работы.



1 — эксцентрик; 2 — плунжер; 3 — аккумулятор;  
4 — цилиндр; 5 — клапан; 6 — ёмкость;  
7 — пружина; 8 — поршень; 9 — подвижная щека

Рисунок 4 — Принципиальная схема щековой дробилки с гидроприводом<sup>2</sup>

### 3 Требования к конструкциям щековых дробилок

Основываясь на выполненном анализе работы щековых дробилок и тенденций их развития в общем тренде разработки новых способов дробления и направлений создания современных конструкций дробильно-измельчительных машин, можно сформулировать технические требования к идеальному конструкторскому объекту. Разумеется, выполнить эти требования в полной мере вряд ли возможно, но стремление к их соблюдению может, несомненно, дать толчок к разработке перспективных подходов для решения проблем ДИМ.

Если исключить банальные общетехнические требования (снизить стоимость, массу, эксплуатационные затраты, трудоемкость при одновременном повышении производительности, безопасности, экологичности и пр.) и перейти к конкретным параметрам, отражающим специфику работы машины, то к числу таких требований следует отнести:

1) реализацию в конструкции ДИМ преобладания наименее энергоемких способов разрушения материала исходя из их последовательной иерархии от наиболее экономного к самому затратному: раскол, раздавливание, изгиб, сдвиг, истирание;

2) обеспечение перехода от статических способов нагружения материала к динамическим (ударным и вибрационным), что гарантированно снижает энергоемкость дробления;

3) использование в процессе дробления и последующего измельчения одновременного воздействия на продукт дробления электромагнитных полей, токов и растворов ПАВ для побуждения внутримолекулярных сил, снижающих сцепление, когезию и прочность (эффекты Юткина, Ребиндера и др.);

4) осуществление замены электрического привода ДИМ гидравлическим, что способно заметно расширить и гибко регулировать диапазон изменения частоты и амплитуды силового воздействия на матери-

<sup>2</sup><https://masters.donntu.ru/2014/fimm/simonenko/library/article1.htm>

ал при одновременном упрощении конструкции, снижении ее массы и габаритных размеров;

5) снижение неравномерности нагрузок от привода и высоких вынужденных вибраций конструкции, что позволит отказаться от установки массивных маховиков для их сглаживания;

6) устранение конструктивного ограничения на частоту колебания щёк и на производительность дробилки размерами выпускной щели между плитами, обеспечение беспрепятственного выхода всего потока продуктов дробления на всем пути их движения между щеками;

7) минимизацию разброса гранулометрического состава и фракции пластинчатой и игловатой (лещадной) конфигурации за счет формирования кубовидной формы продуктов дробления независимо от ширины выпускной щели;

8) увеличение объема рабочего пространства и производительности дробилки путем увеличения угла раскрытия щёк, исключение блокирования рабочего пространства («пасти») негабаритными кусками породы (горной массы);

9) продление срока службы вооружения (выступов) броневых плит, исключение простоев оборудования из-за их частых периодических ремонтов или замен.

Сформулированные требования позволяют дать ориентиры для вполне конкретных конструктивных изменений ДИМ и, в частности, щековой дробилки. На их основании были разработаны новые конструкторские варианты такой дробилки, в которых эти требования в определенной мере были реализованы.

#### **4 Выбор исполнительного органа щековых дробилок**

Наиболее ответственным и принципиально важным элементом любой конструкции, диктующим выбор всех остальных её параметров, является исполнительный орган, который, как сборочная единица, передает механическую энергию поступающим кускам дробимого материала.

Для щековых дробилок традиционной конструкцией, которая не меняется уже на протяжении многих десятилетий, является исполнительный орган в виде двух щёк (из которых одна может быть неподвижной) с броневыми плитами (рис. 2).

Недостатки такого типа исполнительного органа (разрушение материала не только расколом, но и раздавливанием с истиранием, износ броневых плит и необходимость их замены, переизмельчение материала, узкая выпускная щель и пр.) давно известны и воспринимаются как неизбежное зло. Поэтому давно назрела потребность в альтернативных конструкторских решениях.

Дискуссия о конструкции рабочего органа дробилок продолжается среди специалистов давно. Вначале преобладала точка зрения, что поверхность дробящих плит должна быть гладкой, особенно для мелко дробления. Однако такая конструкция весьма энергозатратна. Поэтому было предложено делать плиты с прямоугольными или треугольными выступами. Предусматривалось, чтобы выступы футеровок каждой из плит попадали во впадины другой для уменьшения усилий разрушения путем обеспечения процессов изгиба кусков при дроблении за счет снижения затрат энергии на раздавливание. Такие плиты могли несколько улучшать качество готового продукта. При этом оказалось, что ресурс таких дробящих плит заметно снижался из-за полного истирания выступов.

Добиться перехода к наиболее выгодному расколу материала при дроблении все равно не удавалось из-за чередующегося расположения выступов и впадин на плитах, что резко усиливало переизмельчение материала. А при оппозиционном расположении выступов куски дробимого материала заполняли узкие щели между выступами, что затрудняло опускание материала к выпускной щели и снижало производительность дробления. Накопление этих технических противоречий стало тормозом для развития ДИМ и заставляет пересмот-

реть базовые положения, лежащие в основе применяемых исполнительных органов.

В качестве нового типа исполнительного органа можно предложить конструкцию, основанную на идеях раскола пород с использованием пинч-эффекта [14, 15], в которой броневые плиты и щęki будут заменены одним элементом — плитами колосниковой конструкции в виде ортогонального крестового набора дробящих ударных клиньев *1*, расположенных взаимно перпендикулярно, и между которыми оставлены сквозные на всю толщину плит проемы *2* (рис. 5).

Колосниковая конструкция дробящих плит может иметь проемы *2* разной формы: квадратные, прямоугольные, круглые, эллиптические и др., которые обрамляются прямоугольной сеткой ударных клиньев *1*. Размер проемов задают в соответствии с проектным максимальным размером дробимого материала.

Возможны разные иерархии колосниковых структур дробящих плит, когда внутри ударных клиньев первого порядка могут быть расположены клинья второго порядка, между которыми предусмотрены соответствующие проемы для более мелких фракций дробления (рис. 6).

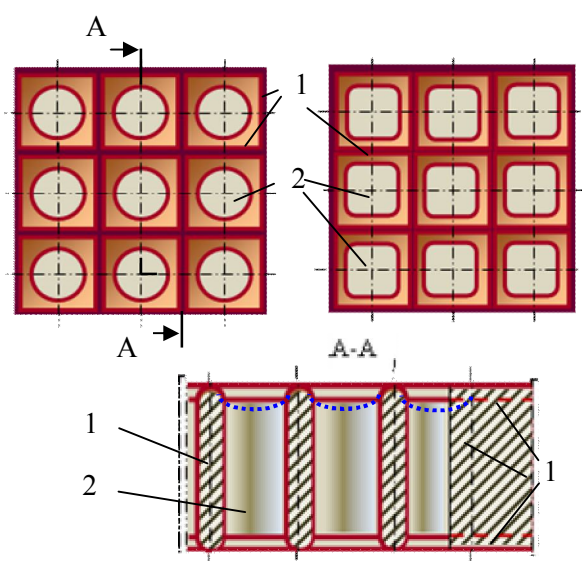


Рисунок 5 — Дробящие плиты колосниковой конструкции с проемами разной формы

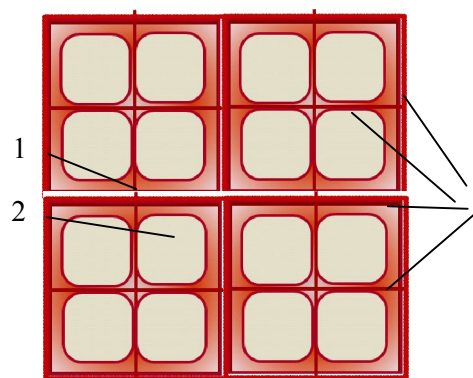


Рисунок 6 — Фрагмент дробящей плиты колосниковой конструкции с клиньями и проемами второго порядка

Отметим, что толщина колосниковых проемов внутри основной ячейки сот может быть заметно уменьшена. Это целесообразно для тех случаев, когда на одной дробилке необходимо получить высокую кратность дробления до 15–20 (вместо 4–6).

Дробящая плита предназначена для ударного разрушения материалов расколом, который осуществляют ударные клинья при рабочем ходе. При разрушении та часть материала, которая по своим размерам окажется равной или меньше заданного размера, оказывается захваченной и продавленной в пространство между клиньями, вбивается туда, через проемы выдавливается и удаляется из дробящей камеры, т. е. не подвергается дальнейшему разрушению. Для облегчения прохождения материала через проемы в колосниковых плитах они выполняются радиально расширяющимися (конусными) с уклоном  $0,05 \dots 0,1$ .

Оставшаяся более крупная по размеру часть дробимого материала после ударов и уменьшения размеров опускается под действием силы тяжести ниже, в дробящую камеру, где подвергается дальнейшей обработке ударными клиньями. Последние в процессе ударного воздействия по породе истираются, и происходит их самозаострение. Угол заострения оказывается переменным по длине клина: в центре пересечения клиньев он больше, а посередине между ними — острее.

Отметим еще одну особенность раскола кусков посредством предложенной конструкции дробящей колосниковой плиты. При разрушении куска под действием перекрестья клиньев раскол происходит вначале вдоль одного из клиньев, и при внедрении и заглуплении его в материал неизбежно вступит в силовой контакт соседняя кромка перпендикулярного ему клина, который создаст новый, перпендикулярный предыдущему раскол. Таким образом, новым отличительным признаком колосниковой дробящей плиты следует считать разрушение кусков материала путем образования взаимно перпендикулярных парных расколов. Следовательно, можно считать, что эффективность раскольного дробления значительно возрастет.

В процессе работы выступающие участки клиньев (крестообразные участки их пересечения) всегда воспринимают большие нагрузки от материала, поэтому на них истирание более интенсивное. Устанавливается подвижное равновесие при истирании и затуплении рабочих поверхностей клиньев, задаваемое ударными нагрузками и интенсивностью износа на разных участках. В итоге в процессе работы ударных клиньев они приобретают подвижную устойчивую равновесную форму и равновесное заострение.

Дробящие плиты колосниковой конструкции при износе сохраняют свою эффективность и работоспособность, поскольку при износе клиньев морфология поверхности дробящих плит самовоспроизводится и оказывается в динамическом равновесии с заданным сочетанием неровностей.

По мере износа клиньев толщина дробящих плит уменьшается, а их поверхность, приспособляясь к интенсивности и распределению нагрузок, постепенно изменяется, что приводит к уменьшению толщины плиты в целом.

Поэтому толщину плит выбирают из условия ее долговременной службы до достижения предельно минимальной толщины, которая определяется уровнем расчет-

ных нагрузок при работе дробилки. Запас толщины плит на износ может составлять для разных дробилок до 100...200 мм.

Если дробящие плиты выполнить разборными в виде четырех одинаковых составных элементов, то после износа их центральных участков производят переустановку центральных, наиболее изношенных участков плит на периферию камеры дробления, а на их месте в центре плиты окажутся сохранившиеся краевые участки элементов. Тем самым можно заметно продлить срок службы дробящих колосниковых плит без их замены на новые.

Исполнительный орган в виде дробящих плит колосниковой конструкции технологичен и может быть выполнен литьем. Наиболее предпочтительна конструкция колосниковых дробящих плит, когда по центру ударных клиньев предусмотрено формирование армирующего каркаса из высокопрочного материала.

Преимущества колосниковой дробящей плиты сводятся к следующему:

- менее массивная конструкция;
- за счет самозатачивания ударных клиньев обеспечивает ударные нагрузки и разрушение материала расколом, сводя к минимуму раздавливание и истирание;
- устраняет необходимость в выпускной щели, тем самым снимает существующие ограничения на производительность дробилки;
- выполняет функции грохота и отделяет фракции меньше заданной, освобождая камеру дробления от разрушенного материала, чем снижает затраты энергии на переизмельчение материала, повышает эффективность дробления и производительность дробилки;
- имеет свойства адаптации к особенностям распределения нагрузки и износа внутренней колосниковой поверхности;
- значительно повышает срок службы дробящих плит за счет большого их допустимого износа;
- модульная составная конструкция дробящих плит из четырех одинаковых



элементов позволяет заметно увеличить срок их эксплуатации.

На этом этапе мы завершим описание особенностей исполнительного органа дробилки колосниковой конструкции, хотя эта тема может быть углублена и продолжена. Можно с известной долей уверенности полагать, что новая конструкция исполнительного органа приведет к кардинальному пересмотру конструкции дробилки в целом и эмерджентно повысит ее технико-экономические показатели.

### 5 Новая конструкция щековых дробилок с гидроприводом

Учитывая указанные выше недостатки (п. 1) щековых дробилок и сформулированные к ним требования (п. 2), были разработаны на их основе различные схемы щековых дробилок. Известно, что дробящие плиты — их основной исполнительный орган, поэтому главным элементом в новой дробилке является новый исполнительный орган в виде колосниковых дробящих плит (см. п. 4).

Кроме того, вторым по важности элементом конструкции щековой дробилки является привод. Существующие варианты электрического привода были частично рассмотрены ранее (п. 1), а его недостатки кратко могут быть сведены к следующим:

- создание в процессе работы неуравновешенных колебаний и вибраций, что нарушает санитарные нормы вибраций, шума и пыли;

- наличие сложных редукторов и эксцентриковых валов, требующих больших маховиков и тяжелых подшипников;

- сложность или невозможность регулирования показателей дробления (сил, частоты колебаний, производительности и пр.);

- высокая стоимость, громоздкость и сложность конструкции, большие габаритные размеры и масса.

Поэтому более перспективным выглядит альтернативный вариант привода — объемный гидравлический. Это обусловлено его преимуществами: большая пере-

даваемая мощность на единицу массы привода (в 3–5 раз больше, чем у электропривода); способность развивать очень большое усилие при компактных размерах, его плавное регулирование; допустимое большое удаление от насосной станции (до 200–300 м), безотказность при перегрузках.

Схема дробилки с гидроприводом и новым исполнительным органом приведена на рисунке 7.

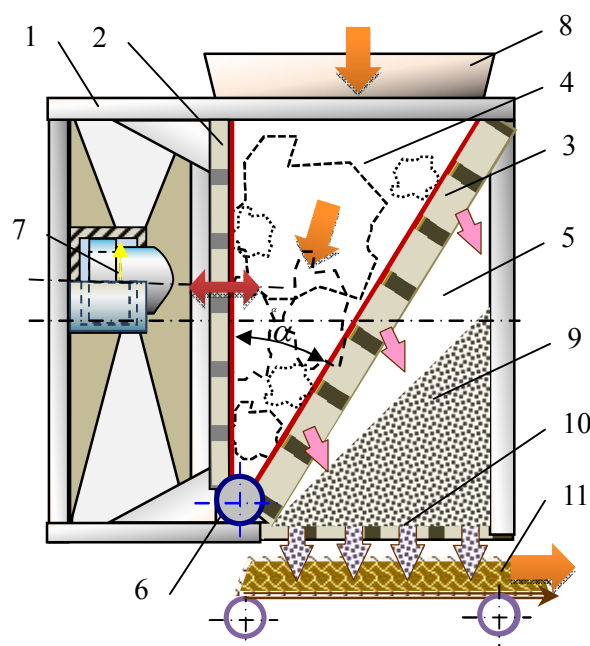


Рисунок 7 — Схема ударной щековой дробилки с гидроприводом и дробящими плитами колосниковой конструкции

Щековая дробилка состоит из сварного или литого корпуса 1, внутри которого располагаются щеки дробилки в виде колосниковых дробящих плит: ударной 2 и выпускной 3, между которыми расположена камера дробления 4, а под выпускной плитой — камера выпуска 5. Дробящая плита 2 может совершать простые круговые качания вокруг шарнира 6.

Привод дробилки представляет собой насосную станцию с объемным гидронасосом (не показаны), к которому гидромагистралями подсоединен и объемный ударный гидроцилиндр УГЦ двойного действия 7, упирающийся своей задней крыш-

кой в корпус 1, а штоком — в дробящую колосниковую плиту 2. Расположение УГЦ 7 по высоте ударной колосниковой плиты 2 соответствует участку приложения к ней равнодействующих сил при дроблении, т. е. около 2/3 длины плиты 2 от шарнира 6.

Над камерой дробления предусмотрен приемный бункер 8, куда конвейером подают материал для дробления, где он, после дробления в камере 4, попадает через колосниковые проемы выпускной плиты 3 в камеру выпуска 5 и в виде готового продукта 9 там скапливается, чтобы потом через выпускные отверстия 10 выгрузиться на конвейер 11.

Как видим, новая дробилка по своей структурной схеме напоминает исходную конструкцию дробилки ЩДП (рис. 3): одностороннее расположение привода, подобные формы камеры дробления, одинаковые загрузка и выгрузка дробимого материала.

Однако имеются и принципиальные различия в сравниваемых конструкциях новой дробилки и ее аналога, что позволяет получить ряд существенных преимуществ:

- новый исполнительный орган в виде колосниковых дробящих плит 2 и 3 с ударными клиньями обеспечивает быструю выгрузку готового продукта через свои проемы, исключает переизмельчение готового продукта в камере дробления, увеличивает производительность дробления, которая теперь не зависит от ширины выпускной щели;

- благодаря иной конструктивной схеме и гидроприводу, в дробилке исключены (рис. 3) маховик 6, эксцентриковый вал 7 со сложными и дорогими подшипниками, шатун 8, винт 9 для подъема клина 10, нажимные плиты 12, тяги 13 и другие элементы, что намного упрощает конструктивную компоновку дробилки в целом;

- новая компоновка дробилки, которая стала возможной из-за отказа от выпускной щели, резко облегчила замыкание силовых и кинематических цепочек в конструкции, обеспечив их высокую надежность и безотказность; позволила поднять

частоту ударного воздействия на материал за пределы вредного воздействия на человека (более 10–15 Гц);

- появилась новая выпускная камера, где перед выгрузкой накапливается готовый продукт дробления; существенно увеличен угол захвата  $\alpha$  между дробящими плитами, что заметно улучшило массово-габаритные параметры дробилки;

- ввиду высокого запаса на износ колосниковых дробящих плит срок межремонтной работы увеличен в разы (в 4–5 раз), что снижает эксплуатационные затраты при дроблении.

Несмотря на улучшение технико-экономических показателей разработанной конструкции дробилки по сравнению с существующими аналогами, в ней остаются некоторые ранее упомянутые при обзоре недостатки. Главный из них — дробилка осталась динамически неуравновешенной, и при ее работе неизбежно возникнут значительные вибрации и ударные колебания, что потребует усиления корпуса и станины, массивного фундамента и удорожания монтажа.

Вторым недостатком являются существенные отличия в работе колосниковых дробящих плит (ударной 2 и выпускной 3), что вызовет их отличия в конструкции, изготовлении, монтаже и препятствует взаимозаменяемости.

Основной причиной этих недостатков является синдром инерции мышления, когда неосознанно следуют устоявшимся шаблонам технических решений, в частности, при конструировании ДИМ.

Поэтому при дальнейшем улучшении конструкции необходимо добиться устранения оставшихся недочетов, что потребует перехода на симметричную конструктивную схему дробилки, представленную на рисунке 8.

В корпусе 1 новой щековой дробилки размещены симметрично активные дробящие плиты 2 (по старой терминологии «щеки»), которые над собой формируют камеру дробления 3 с углом захвата  $\alpha$ , а

под собой — симметричные камеры выпуска 4. Дробящие плиты 2 могут совершать вращательные колебания вокруг общего шарнирного вала 5. Приводом для дробящих плит 2 служит объемный двигатель в виде двух встречно направленных зеркально расположенных ударных гидроцилиндров 6 двойного действия (УГЦ), штоки которых шарнирно соединены с дробящими плитами 2, а днища связаны между собой каркасными тягами 7.

Исходный материал поступает в приемный бункер 8, расположенный над камерой дробления 3, и подвергается ударному воздействию исполнительного органа в виде встречно сходящихся колосниковых дробящих плит 2. Под действием ударных клиньев куски материала дробятся расколом, т. е. наименее энергоемким способом. Сразу с верхнего уровня и далее по мере своего измельчения и опускания в камере дробления куски материала с размером меньше заданного, проходя через колосниковые полости в дробящих плитах 2, попадают в камеры выпуска 4 и в виде готового продукта 9 удаляются выходным конвейером 10.

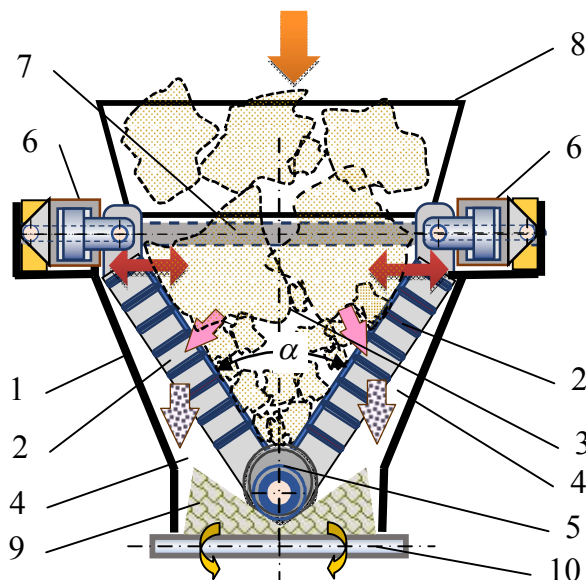


Рисунок 8 — Новая конструктивная схема симметричной ударной щековой дробилки с гидроприводом и дробящими плитами колосниковой конструкции

Камера дробления — как пространство между плитами дробилки, в котором происходит дробление и перемещение материала, — по объему, из соображений увеличения производительности, должна быть по возможности больше по отношению к размерам дробилки. В щековой дробилке объем камеры задается параметрическим углом захвата между дробящими плитами  $\alpha$ . Он является одним из главных параметров, определяющих форму и объем камеры дробления.

Для обычных дробилок угол захвата должен быть таким, чтобы при нажатии дробящих плит дробимый камень не был выдавлен из камеры дробления вверх. Поскольку выдавливанию сопротивляются силы трения между кусками и плитами (весом материала в камере можно пренебречь), которые зависят от коэффициента трения  $f$  камня по металлу, угол захвата жестко ограничен углом трения  $\varphi$ :

$$\alpha \leq 2 \cdot \arctg f = 2\varphi. \quad (1)$$

Это ограничение на угол захвата, значительно снижающее производительность дробилки, в новых дробилках может быть безболезненно снято ввиду того, что дробление производится за счет кратковременного ударного воздействия и опасность выдавливания кусков вверх минимальна.

В соответствии с морфологической системой классификации, которая охватывает наибольшее число технологических и конструктивных признаков по 29-ти смысловым делителям, гидропривод дробилки может использоваться в двух вариантах:

- как гидропресс при скорости нагружения материала дробящими плитами меньше 1...2 м/с;

- как гидроударный молот при скоростях нагружения, превышающих 2...4 м/с.

Выбор способа нагружения должен производиться с учетом конкретных условий дробления для получения высоких технико-экономических показателей. Поэтому так важно наметить методику их обоснованного расчета.

### 6 К расчету основных параметров новой щековой дробилки

Вопросы теории расчета ударного разрушения материалов представляют собой сложную и до настоящего времени до конца не решенную проблему. В основу таких расчетов положены классические представления об изменении скоростей двух тел при их мгновенном динамическом взаимодействии.

Удар рассматривается как процесс, при котором за очень малое время порядка  $10^{-3} \dots 10^{-5}$  с происходит скачкообразное изменение скоростей тела и действуют очень большие мгновенные силы, создающие на площадке контакта значительные давления до  $10^2 \dots 10^4$  МПа.

Однако при ударном разрушении реальных материалов необходимо учитывать многочисленные дополнительные факторы, которыми ранее пренебрегали. К ним, в частности, относятся смятие контактной поверхности, разрушение одного из тел, прочностные и деформационные параметры тел в запрелдельном состоянии, волновые процессы, случайный разброс начальных и граничных условий удара и др. Отсюда становится понятна большая сложность поставленной задачи, что заставляет на данном этапе ограничиться лишь достаточно грубыми инженерными оценками и приближениями.

Предварительно задаемся основными конструктивными исходными параметрами дробилки согласно [4]:

– максимальный возможный размер кусков, загружаемых в дробилку,  $D_{\max}$ ;

– расстояние между дробящими плитами в верхней части камеры дробления, принимаем с учетом симметрии и наличия двух встречных дробящих плит  $B \geq 2D_{\max} / 0,85 = 2,4D_{\max}$ ;

– с учетом удвоенной ширины дробящей камеры и ее симметричности длина приемного отверстия  $L = 0,5B = 1,2D_{\max}$ ;

– амплитуду хода поршня УГЦ обычно задают в пределах  $s = 30 \dots 50$  мм, что поз-

воляет считать движение дробящих плит не круговым, а линейным;

– принимаем кратность дробления с учетом более эффективной работы колосниковых дробящих плит:

$$i = D_{\max} / d_{\max} = 10 \dots 20, \quad (2)$$

где  $d_{\max}$  — максимальный размер куска после дробления, мм.

Опираясь на известную задачу Г. Герца о напряженном состоянии плоского диска под действием встречно направленных по диаметру сосредоточенных сил, определяем требуемое усилие, прикладываемое дробящей плитой для раскола куска материала:

$$F_P = \frac{2}{\pi} \sigma_P A_P k_n, \text{ Н}, \quad (3)$$

где  $F_P$  — усилие на поршне УГЦ, Н;

$\sigma_P$  — прочность материала на ударный раскол, Па;

$A_P$  — площадь расколов кусков, подвергнутых одновременному удару,  $\text{м}^2$ ;

$k_n$  — коэффициент, учитывающий число одновременных точек контактов дробящей плиты с материалом,  $1 \leq k_n \leq 4$ .

В общем случае число точек контакта может быть и больше четырех. Если разрушение происходит путем сжатия (щековая обычная, конусная, валковая и маятниковая дробилки, шаровая и стержневая мельницы), оно всегда равно или больше двух. В ударных и молотковых конструкциях дробилок, где используют инерционные свойства материала, одновременно возникает только одна точка контакта.

Диаметр поршня УГЦ при заданном давлении  $p$  в гидросистеме

$$d_{Ц} = \sqrt{\frac{4F_P}{\pi p}}, \text{ м}. \quad (4)$$

Зная массу дробящей плиты  $m_{П}$  и усилие  $F_P$ , к ней приложенное, находим ускорение  $a_{П}$ , с которым она разгоняется,

и ускорение  $a_H$  ее движения в обратном направлении (как правило  $a_{II} \approx 2a_H$ ):

$$\begin{aligned} a_{II} &= F_P / m_{II}; \\ a_H &= F_H / m_{II}; \end{aligned} \quad \text{м/с}^2, \quad (5)$$

где  $F_H = p \cdot A_H$  — сила, приложенная к тыльной стороне поршня УГЦ, Н;

$A_H$  — площадь тыльной стороны поршня УГЦ, м<sup>2</sup>.

Задаваясь ходом поршня УГЦ в пределах, рекомендуемых для щековых дробилок ( $s = 30 \dots 50$  мм), и приравнивая энергию УГЦ  $W_{II} = m_{II} \cdot [v_{II}]^2 / 2$  и работу разрушения силы  $F_P$  на участке ее контакта при внедрении на глубину  $\Delta_P$  в материал  $W_F = F_P \cdot \Delta_P / 2$ , можно найти необходимую для раскола минимальную скорость плиты дробления:

$$[v_{II}] = \sqrt{F_P \Delta_P / m_{II}}, \quad \text{м/с}. \quad (6)$$

Значит, для разрушения ударным расколом необходимо выполнить условие движения дробящей плиты со скоростью не менее  $v_{II} \geq [v_{II}]$ .

Находим время разгона (ускорения) дробящей плиты под действием УГЦ:

$$t_Y = [v_{II}] / a_{II}, \quad \text{с}. \quad (7)$$

За время разгона перед ударным расколом дробящая плита преодолеет расстояние

$$s_Y = a_{II} \cdot (t_Y)^2 / 2, \quad \text{м}. \quad (8)$$

Время обратного хода УГЦ с учетом меньшей его площади рассчитывается таким же порядком и будет увеличено примерно в 3...4 раза.

Максимально возможное число ударов дробящих плиты при ее движении за один ход (цикл) на расстояние  $s$

$$n_Y = s / s_Y. \quad (9)$$

Рассмотрим более подробно поведение материала в рабочей камере дробилки, по-

лагая, что весь ее объем полностью заполнен. Решение находим исходя из теорем об изменении количества движения и кинетического момента системы при ударе и полагая, что удар дробящей плиты по материалу является прямым и центральным, а движение материала, представляющего собой многошарнирную сыпучую среду, при смещении плит  $s$  возможно лишь вверх на не более чем  $0 \leq h_M \leq s \cdot \sin(\alpha / 2)$ . Поскольку горизонтальная компонента скорости отсутствует, получим с учетом (6) для вертикальной компоненты скорости в зависимости от сжимаемости среды

$$0 \leq v_M \leq v_{II} \sin(\alpha / 2), \quad \text{м/с}. \quad (10)$$

Однако такой сценарий дробления не всегда бывает оптимальным, поскольку нет необходимости продолжать движение дробящей плиты после осуществления раскола вплоть до исчерпания рабочего хода. Возможен вариант удара, после которого УГЦ может закончить ударный цикл и начать движение в исходное положение, возвращая плиту назад и позволяя поднятому вверх материалу упасть вниз под действием собственного веса.

Тогда высота подъема материала в камере дробления будет определяться величиной его вертикальной скорости (10)

$$h_M = v_{II}^2 / 2g = v_{II}^2 \sin^2(\alpha / 2) / 2g, \quad \text{м}, \quad (11)$$

а продолжительность цикла подъема и опускания материала после ударного раскола равна

$$t_M = 2v_M / g = 2v_{II} \sin(\alpha / 2) / g, \quad \text{с}. \quad (12)$$

Можно принять продолжительность цикла дробления равной периоду подъема и опускания материала в дробилке.

При смещении дробящих плит вниз постоянно происходит выход из камеры дробления кусков материала, меньших  $d_{\max}$ , поэтому, с учетом самосинхронизации колебательных процессов в дробилке, возникает встречное движение падающего

материала и дробящей плиты, что повышает эффективность дробления.

Рассмотрим ударное воздействие дробящей плиты на куски в камере дробления. Зная ускорение  $a_{II}$  дробящей плиты под воздействием поршня УГЦ (5), найдем время  $t_X$  ее движения за весь рабочий ход УГЦ:

$$t_X = \sqrt{2s / a_{II}}, \text{ с.} \quad (13)$$

Находим скорость дробящей плиты в конце рабочего хода  $s$ :

$$v_{\max} = a_{II} t_X, \text{ м/с.} \quad (14)$$

Кинетическая энергия плиты  $\mathcal{E} = m_{II} v_X^2 / 2$  будет равна работе силы ударного раскола  $A_Y = F_Y \cdot \Delta / 2$  на создание неупругих смещений  $\Delta = 3 \dots 5$  мм в точке ударного контакта (работой на перемещение кусков в камере дробления пренебрегаем ввиду ее малости). Тогда ударная сила раскола равна

$$F_Y = m v_{\max}^2 / \Delta, \text{ Н.} \quad (15)$$

Нетрудно убедиться, что всегда  $F_Y \gg F_P$ , т. е. ударное разрушение намного эффективнее статического раскола.

Повторно по зависимости (10–12), но уже для максимально возможной скорости дробящей плиты  $v_{\max}$ , определяем максимальные значения:

– вертикальной компоненты скорости подъема материала в камере дробления:

$$v_{M \max} = v_{\max} \sin(\alpha / 2), \text{ м/с;}$$

– высоты подъема материала над уровнем загрузки в камере дробления:

$$h_{M \max} = v_{\max}^2 \sin^2(\alpha / 2) / 2g, \text{ м;}$$

– продолжительности подъема и падения материала после удара дробящей плиты:  $t_{M \max} = 2v_{M \max} / g, \text{ м.}$

Очевидно, что продолжительность цикла воздействия ударной плиты на материал должна находиться в пределах

$$t_M \leq t_{II} \leq t_{M \max}, \text{ с.} \quad (16)$$

Чем меньше время цикла  $t_{II}$  работы УГЦ, тем меньшее усилие раскола от УГЦ, тем выше производительность дробилки. Выбор режима работы дробилки будет зависеть от критериев и приоритетов эксплуатации (энергоёмкость дробления, производительность, надежность работы и пр.).

Варьируя рабочее давление в УГЦ, можно изменять продолжительность цикла его работы  $t_{II}$  и частоту ударов  $1/t_{II}$ , ориентируясь на то, чтобы исключить диапазон наиболее опасной для здоровья человека частоты  $1/t_{II} = 7 \dots 10$  Гц. Наиболее приемлемой следует считать частоту ударов 15–20 Гц.

Цикл работы дробилки начинается с движения УГЦ назад из начального положения, равного половине хода поршня  $s_Y$ , с максимальным отрицательным ускорением  $-a_H$ . Происходит своеобразный «отскок» дробящих плит в стороны и вниз от кусков в камере дробления, которые как бы «зависают» и под действием собственного веса стремятся сдвинуться вниз. Однако ввиду  $|a_H| \gg g$  их падение не происходит.

Достигнув крайнего положения, после переключения давления шток УГЦ начинает с ускорением двигать дробящие плиты в направлении камеры дробления. Набрав необходимую кинетическую энергию  $\mathcal{E}_{II} = m_{II} [v_{II}]^2 / 2$ , дробящие плиты производят ударный раскол, совершая работу разрушения  $W_F = F_P \cdot \Delta_P / 2$ , поле чего они двигаются с ускорением в обратном направлении, завершая рабочий цикл. Графики изменения ускорений, скоростей и пути движения поршня УГЦ во времени показаны на рисунке 9.

Определившись с параметрами дробилки, можно оценить **параметры гидропривода**:

– рабочий объем УГЦ:

$$V_{II} = s \cdot \pi (d_{II})^2 / 4, \text{ м}^3; \quad (17)$$

– расход рабочей жидкости за цикл:

$$Q_{\Gamma} = V_{\Pi} \cdot t_{\Pi}, \text{ м}^3/\text{с}; \quad (18)$$

– требуемая мощность гидронасоса с учетом его КПД  $\eta$ :

$$P_{\Gamma} = Q_{\Gamma} \cdot p / \eta, \text{ кВт}; \quad (19)$$

– энергия удара УГЦ:

$$\mathcal{E}_y = m_{\Pi} \cdot (v_{\max})^2 / 2, \text{ кДж}. \quad (20)$$

Для определения производительности дробилки воспользуемся приближенной инженерной ее оценкой по известной удельной энергоемкости дробления материалов ударным расколом, равной  $\mathcal{E}_y = 0,2 \dots 0,4 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$ .

Отсюда производительность дробилки

$$P_{\text{д}} = P_{\Gamma} / \mathcal{E}_y, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (21)$$

Следует принять во внимание, что предлагаемая методика расчета не претендует на завершенность и полную достоверность, она нуждается в дальнейшем развитии и углублении на базе не только теоретических обоснований и инженерных приближений, но и, главным образом, с учетом реальных условий и опыта эксплуатации дробилки нового типа.

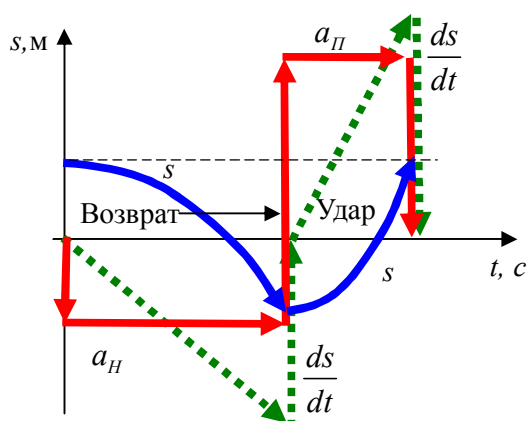


Рисунок 9 — Кинематика движения УГЦ в ударной щековой дробилке за один цикл

### 7 Пример расчета параметров новой дробилки

За исходные данные принимаем:

- размеры исходного и конечного куска  $D_{\max} = 500 \text{ мм}; d_{\max} = 50 \text{ мм};$
- кратность дробления  $i = 500/50 = 10;$
- размер камеры дробления в плане с учетом рекомендаций [3] при автоматической загрузке  $B \times L \times H = 1,2 \times 0,6 \times 1,0 \text{ м}$  где  $H = 1 \text{ м}$  — глубина камеры дробления;
- ход поршня УГЦ  $s = 40 \text{ мм};$
- угол захвата  $\alpha = 60^\circ;$
- размеры дробящей плиты  $B_{\partial} \times L_{\partial} \times H_{\partial} = 1,2 \times 0,6 \times 0,3 = V_{\partial} = 0,22 \text{ м}^3;$
- масса дробящей колосниковой плиты с учетом пустотности  $k_K = 0,7, m_{\Pi} = \gamma \cdot V_{\partial} \cdot k_K = 7800 \cdot 0,22 \cdot 0,7 \approx 1200 \text{ кг};$
- ход качания верхних концов дробящих плит  $S_{\partial} = 40 \text{ мм};$

– прочность дробимого материала типа гранита, габбро, базальта на раскол в образце составляет  $\sigma_p^{обп} \approx 3 \text{ МПа}$ , а с учетом масштабного фактора для куска  $D_{\max}$  получим при переходе от образца сечением  $0,05 \times 0,05 \text{ м}$  к исходному куску  $0,5 \times 0,5 \text{ м}$  прочность на раскол  $\sigma_p \approx 0,7 \cdot \sigma_p^{обп} \approx 2 \text{ МПа}$ .

Задаваясь площадью вероятного раскола кубических кусков размером  $0,5 \text{ м}$   $A_p = 2A_K = 2 \cdot 0,5^2 = 0,5 \text{ м}^2$ , а также коэффициентом числа одновременных контактов  $k_n = 2$ , определяем необходимое статическое усилие раскола:  $F_p = \frac{2}{\pi} 3 \cdot 0,5 \cdot 2 = 1,9 \text{ МН}$ .

Принимая рабочее давление в УГЦ  $p = 16 \text{ МПа}$  и задаваясь диаметром поршня УГЦ  $d_{\Pi} = 0,2 \text{ м}$ , определим усилие, оказываемое УГЦ на дробящую плиту:  $F_C = 16 \cdot \pi (0,2)^2 / 4 = 0,5 \text{ МН} \ll F_y$ .

Скорость дробящей плиты, необходимая для выполнения раскола (6):  $[v_{\Pi}] = \sqrt{5 \cdot 10^5 \cdot 0,003 / 1200} = 1,12 \text{ м/с}$ .

Найдем ускорение ударной плиты (5) под действием  $F_Y$ :

$$a_{II} = 5 \cdot 10^5 \text{ Н} / 1200 \text{ кг} = 416 \text{ м/с}^2.$$

Время разгона (ускорения) дробящей плиты под действием силы  $F_Y$  от УГЦ:

$$t_Y = [v_{II}] / a_{II} = 1,12 / 416 = 0,00084 \text{ с}.$$

Время возвратного хода УГЦ двойного действия равно

$$t_B = 2t_Y = 2 \cdot 0,00084 = 0,0017 \text{ с}.$$

Полное время цикла работы УГЦ не менее  $t_{II} = t_Y + t_B \geq 0,00084 + 0,0017 = 0,0025 \text{ с}$ ; принимаем время цикла  $t_{II} = 0,08 \text{ с}$ .

Дробящая плита преодолеет расстояние согласно (8)

$$s_Y = 416 \cdot 0,00085^2 / 2 = 0,015 \text{ м} < s = 0,04 \text{ м}.$$

Согласно (10) найдем горизонтальную компоненту скорости плиты:

$$v_M = 1,12 \sin(60 / 2) = 0,66 \text{ м/с}.$$

Под действием УГЦ и удара плиты материал поднимется на высоту (11)

$$h_M = 0,66 / 2g = 0,033 \text{ м}.$$

Полный цикл подъема и опускания материала над уровнем загрузки камеры дробления согласно (12)

$$t_M = 2 \cdot 0,66 / g = 0,134 \text{ с}.$$

Определяем параметры гидропривода дробилки согласно (17–21):

– рабочий объем УГЦ прямого и обратного хода поршня ( $1 + 0,5 = 1,5$ )

$$V_{II} = 1,5 \cdot 0,04 \cdot \pi (0,2)^2 / 4 = 1,8 \text{ л};$$

– расход рабочей жидкости, если задать время цикла  $t_{II} = 0,08 \text{ с}$

$$Q_G = 1,8 / 0,08 = 22 \text{ л/с} = 0,022 \text{ м}^3/\text{с};$$

– мощность гидронасоса

$$P_G = 0,022 \cdot 16000 / 0,95 = 335 \text{ кВт};$$

– энергия удара дробящей плиты

$$\mathcal{E}_Y = 1200 \cdot (3,53)^2 / 2 = 7,5 \text{ кДж};$$

– ожидаемая производительность дробилки в пределах

$$P_D = 335 / (0,3 \dots 0,4) = 840 \dots 1100 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Детальный расчет гидропривода дробилки и обоснование его конструктивных параметров (гидроаккумулятор, распределительная, управляющая и предохранительная арматура, управление тепловыми потоками и пр.) требуют отдельного исследования и будут отражены в дальнейших публикациях.

### Выводы

Технический уровень наиболее распространенного, благодаря своим достоинствам, типа дробилок — щековых — может быть значительно повышен за счет устранения присущих им технических противоречий. Выявленные у существующих конструкций щековых дробилок недостатки позволили сформулировать главные требования к ним и основные пути их устранения.

Исследования были направлены на переход к наименее энергоемкому способу дробления материалов — ударному расколу — за счет перехода к гидроприводу и новой колосниковой конструкции дробящей плиты.

Разработанный принципиально новый исполнительный орган дробилки в виде колосниковых дробящих плит, вооруженных ортогональными ударными клиньями, между которыми предусмотрены конусообразные проемы, обеспечил качественно иную последовательность дробления ударным расколом и выход готового продукта.

Новая методика расчета предложенной конструкции дробилки впервые оценивает не только кинематические, но и динамические параметры взаимодействия колосни-



ковой дробящей плиты с витающим дробимым материалом.

Кардинальные изменения конструктивного исполнения и особенностей работы новой щековой дробилки позволили устранить большинство присущих этому типу ДИМ недостатков. В частности: перейти к дроблению способом ударного раскола, резко снизить неуравновешенность главного вектора и момента действующих усилий, обеспечить беспрепятственный выход готового продукта сразу из всего объема камеры дробления, увеличить кратность дробления

и минимизировать переизмельчение, значительно (в разы) продлить срок службы дробилки и межремонтные сроки, повысить производительность и существенно снизить габаритно-массовые ее показатели.

Предварительно полученные оценки технико-экономических параметров новой ударной щековой дробилки с колосниковыми дробильными плитами существенно превышают достигнутые показатели у существующих дробилок, что делает перспективным ее широкое промышленное внедрение.

### Библиографический список

1. Alban J. Lynch, Chester A. Rowland. *The History of Grinding*. Littleton, Colorado : Society for Mining, Metallurgy, and Exploration, 2005. 209 pp.
2. *Нанотехнологии. Азбука для всех / под ред. Ю. Д. Третьякова*. М. : Физматлит, 2007. 235 с.
3. Клушанцев Б. В., Косарев А. И., Муїземнек Ю. А. *Дробилки. Конструкция. Расчет. Особенности эксплуатации*. М. : Машиностроение, 1990. 320 с.
4. Бауман В. А., Клушанцев Б. В., Мартынов В. Д. *Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций*. М. : Машиностроение, 1981. 327 с.
5. Сиденко П. М. *Измельчение в химической промышленности*. 2-е изд., перераб. М. : Химия, 1977. 368 с.
6. Сапожников М. Я. *Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций*. М. : Высшая школа, 1971. 382 с.
7. Силенок С. Г. *Механическое оборудование предприятий строительной индустрии*. М. : Стройиздат, 1973. 375 с.
8. *Строительные машины : справочник. Т. 1 / под ред. В. А. Баумана и Ф. А. Лапира*. М. : Машиностроение, 1976. 502 с.
9. *Строительные машины: справочник. Т. 2 / под ред. В. А. Баумана и Ф. А. Лапира*. М. : Машиностроение, 1977. 496 с.
10. ГОСТ 27412-93. *Дробилки щековые. Общие технические условия*. Минск, 1997. 17 с.
11. *Труды Европейского симпозиума по измельчению во Франкфурте-на-Майне, апрель 1962*. М. : Стройиздат, 1966. 301 с.
12. Блохин В. С. *Основные параметры технологических машин*. М. : Машиностроение, 2006. 404 с.
13. Нестеров А. П., Зиновьев С. Н., Евсюкова Л. В. *Исследование процесса дробления щековыми дробилками с гидроприводом // Механика жидкости и газа: материалы междунар. науч.-техн. конф. Донецк : ДонНТУ, 2010. 193 с.*
14. Левченко Э. П., Тумин А. Н., Онищенко Н. Э. *Особенности применения гидропривода в щековых дробилках // Сб. науч. тр. ДонГТУ. Алчевск : ДонГТУ, 2017. Вып. 48. С. 81–85.*
15. Литвинский Г. Г. *Основы теории резания и разрушения горных пород // Сб. науч. тр. ДонГТУ. Алчевск : ДонГТУ, 2017. Вып. 51. С. 5–15.*
16. Литвинский Г. Г. *Аналитическая теория прочности горных пород и массивов*. Донецк : Норд-Пресс, 2008. 207 с.

© Литвинский Г. Г.

**Рекомендована к печати д.т.н., проф. каф. ГЭМиО ДонГТУ Корнеевым С. В., к.э.н., доц., зав. каф. ТОМП ДонГТУ А. М. Зинченко**

Статья поступила в редакцию 01.06.2023.

**Prof. Litvinsky G. G.** (*Donbass State Technical University, Alchevsk, LPR, the Russian Federation*)  
**HYDRAULICALLY OPERATED JAW IMPACT CRUSHER (PROBLEMS AND SOLUTIONS)**

*A brief background analysis of the development of technique and technology of materials crushing was carried out. Technical contradictions have been revealed and the shortcomings of crushing and grinding machines (CGM) have not yet been overcome. Forward-looking approaches to overcoming technical contradictions have been identified and a set of requirements derived from the analysis of the work of existing CGMs has been formulated. The invention relates to a new design for the most common type of CGM — a hydraulic impact crusher. A completely new structural element of the new jaw crusher is a grade crushing plate with impact wedges, forming an orthogonal grid with openings throughout the area. The article considers and justifies the modernized impact jaw crusher, in which the principle of constructive symmetry and force balance is realized. The article studies peculiarities of work of impact crusher with hydraulic drive and develops methods of calculation of its parameters.*

**Key words:** *jaw crusher, hydraulic actuator, impact splitting, executive unit, flake crushing plates, dynamic fracture force, technical contradictions, impact wedges, parameter calculation, kinematics and crushing dynamics, service life, productivity, structural and technological parameters, techno-economic advantages.*

#### References

1. Alban J. Lynch, Chester A. Rowland. *The History of Grinding*. Littleton, Colorado: Society for Mining, Metallurgy, and Exploration, 2005. 209 p.
2. *Nanotechnology ABC. Book for Everyone [Nanotekhnologii. Azbuka dlya vseh]*. M.: Fizmatlit, 2007. 235 p. (rus)
3. Kluishntsev B. V., Kosarev A. I., Muizemnek Yu. A. *Crushers. Design. Calculation. Features of operation. [Drobilki. Konstrukciya. Raschet. Osobennosti ekspluatacii]*. M.: Mechanical Engineering, 1990. 320 p. (rus)
4. Bauman V. A., Kluishntsev B. V., Martynov V. D. *Mechanical equipment of enterprises of building materials, products and structures [Mekhanicheskoe oborudovanie predpriyatij stroitel'nyh materialov, izdelij i konstrukcij]*. M.: Mechanical Engineering, 1981. 327 p. (rus)
5. Sidenko P. M. *Grinding in the chemical industry. 2<sup>nd</sup> ed., rework [Izmel'chenie v himicheskoy promyshlennosti. 2-e izd., pererab.]*. M.: Himiya, 1977. 368 p. (rus)
6. Sapozhnikov M. Ya. *Mechanical equipment of enterprises of building materials, products and structures [Mekhanicheskoe oborudovanie predpriyatij stroitel'nyh materialov, izdelij i konstrukcij]*. M.: Vysshaya shkola, 1971. 382 p. (rus)
7. Silenok S. G. *Mechanical equipment for construction industry enterprises [Mekhanicheskoe oborudovanie predpriyatij stroitel'noj industrii]*. M.: Strojizdat, 1973. 375 p. (rus)
8. *Construction machines. Textbook. Vol. I. Eds. Bauman V. A. and Lapira F. A. [Stroitel'nye mashiny. Spravochnik. T. I. Pod red. Baumana V. A. i Lapira F. A.]*. M.: Mechanical Engineering, 1976. 502 p. (rus).
9. *Construction machines. Textbook. Vol. II. Eds. Bauman V. A. and Lapira F. A. [Stroitel'nye mashiny. Spravochnik. T. II. Pod red. Baumana V. A. i Lapira F. A.]*. M.: Mechanical Engineering, 1977. 496 p. (rus)
10. GOST 27412-93. *Jaw crushers. General specifications [GOST 27412-93. Drobilki shchekovye obshchie. Tekhnicheskie usloviya]*. Minsk, 1997. 17 p. (rus)
11. *Proceedings of the European symposium on grinding in Frankfurt am Main [Trudy Evropejskogo simpoziuma po izmel'cheniyu vo Frankfurte-na-Majne]*. M.: Strojizdat, 1966. 301 p. (rus)
12. Blokhin V. S. *Main parameters of technological machines [Osnovnye parametry tekhnologicheskikh mashin]*. M.: Mechanical Engineering, 2006. 404 p. (rus)
13. Nesterov A. P., Zinov'ev S. N., Evsiukova L. V. *Study of the crushing process with hydraulically driven jaw crushers [Issledovanie processa drobleniya shchekovymi drobilkami s gidroprivodom]*. *Mekhanika Zhidkosti i Gaza: materialy mezhd. nauch.-tekhn. konferencii DonNTU. Donetsk, 2010. 193 p. (rus)*

14. Levchenko E. P., Tumin A. N., Onishchenko N. E. Features of application in jaw crushers [Osobennosti primeneniya v shchekovyh drobilkah]. Scientific works collection of DonSTU. 2017. Iss. 48. Pp. 81–85. (rus)

15. Litvinskiy G. G. Fundamentals of the theory of cutting and destruction of rocks [Osnovy teorii rezaniya i razrusheniya gornyh porod]. Scientific works collection of DonSTU. 2017. Iss. 51. Pp. 5–15. (rus)

16. Litvinskiy G. G. Analytical theory of strength of rocks and massifs [Analiticheskaya teoriya prochnosti gornyh porod i massivov]. Donetsk: Nord-Press, 2008. 207 p. (rus)

#### **СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ**

*Литвинский Гарри Григорьевич, д-р техн. наук, профессор, зав. каф. строительных геотехнологий*

*Донбасский государственный технический университет,*

*г. Алчевск, Луганская Народная Республика, РФ,*

*e-mail: ligag@ua.ru*