

РЕСПУБЛИКА УЗБЕКИСТАН
НАВОИЙСКИЙ ГОРНО–МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ КОМБИНАТ
НАВОИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ГОРНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

УДК 622.235

Холиков Мансур Хасанович

**ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ АКТИВНЫХ
РАБОЧИХ ОРГАНОВ ГОРНЫХ МАШИН ДЛЯ
РАЗРАБОТКИ РАЗНОПРОЧНЫХ ПОРОД.**

5А310705 – «Горные машины и оборудование»

Магистерская диссертация

Рекомендовано к защите

на основании решения заседания

кафедры «ЭЭЭ»,

протокол № _____

от «___» _____ 2014 г.

Зав. кафедрой доц. ТошовБ.Р.

Научный руководитель

«___» _____ 2014 г.

Доцент, к.т.н. Махмудов А.М.

НАВОИ – 2014

Холиков М.Х. Обоснование применения активных рабочих органов горных машин для разработки разнопрочных пород. Магистерская диссертация выполнена по специальности магистратуры 5А310705 – «Горные машины и оборудование». Навоий, 2014 г. – 105 с.

Магистерская диссертация посвящена обоснованию применения активных рабочих органов горных машин для разработки разнопрочных пород без предварительного разрушения. Исследованы вопросы теории разрушения горных пород инструментом активного воздействия, анализирован принцип работы инструмента динамического действия с учётом прочностных и других свойств массива, конструктивные особенности машин, рабочих органов и их элементов, а также повышения эффективности использования активных рабочих органов горных машин и точного выполнения требований эксплуатации и ремонта горного оборудования.

Табл. 14, список лит. 24 наименований.

Рецензенты:

Декан горного факультета Навоийского государственного горного института, кандидат технических наук Атакулов Л.Н.

Главный инженер проекта Центрального проектного бюро Навоийского горно-металлургического комбината, кандидат технических наук Зарипов Ш У.

ОГЛАВЛЕНИЕ

| № | Наименование | стр. |
|------|--|------|
| | ВВЕДЕНИЕ | 5 |
| 1. | АНАЛИЗ УСЛОВИЯ ПРИМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЕ РАЗВИТИЯ АКТИВНЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ГОРНЫХ МАШИН. | 9 |
| 1.1. | Анализ изученности вопроса и научно-исследовательских работ. | 9 |
| 1.2. | Анализ условия эксплуатации бурового и горно-транспортного оборудования с активным рабочим органом при разработке разнопрочных горных пород. | 16 |
| 1.3. | Анализ активных рабочих органов дорожно-строительных машин и конструкций гидроударных устройств | 19 |
| | Цель и задачи исследования | 25 |
| 2. | АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ИСХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ОРГАНА УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ РАЗРУШЕНИИ ГРУНТА | 27 |
| 2.1. | Исследования теории работы ударных машин и механизма разрушения | 27 |
| 2.2. | Энергоемкость процесса разработки грунта ковшом активного действия экскаватора | 33 |
| 2.3. | Статический расчет ковша активного действия | 38 |
| | Выводы по главе | 44 |
| 3. | ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУТИВНЫХ СХЕМ АКТИВНЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ГОРНЫХ МАШИН. | 46 |
| 3.1. | Рекомендуемые конструктивные схемы ковшей активного действия экскаваторов | 46 |

| | | |
|------|---|-----|
| 3.2. | Особенности беззолотниковых гидроударных устройств принцип их работы. | 56 |
| 3.3. | Физическое моделирование без изменения свойств среды с компенсацией несоблюдения критериев подобия. | 60 |
| 3.4. | Основы расчета гидropневмоударных инструментов и параметров ковша активного действия экскаватора | 65 |
| | Выводы по главе | 76 |
| 4. | ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПРИМЕНЕНИЯ АКТИВНЫХ РАБОЧЫХ ОРГАНОВ ГОРНЫХ МАШИН ДЛЯ РАЗРАБОТКИ РАЗНОПРОЧНЫХ ПОРОД. | 79 |
| 4.1 | Рекомендации по применению пневмогидроударных устройств на активных ковшах | 79 |
| 4.2. | Технологическая схема разработки массива равнопрочных пород экскаватором с активным рабочим органом | 88 |
| 4.3. | Эффективность использования машины характеризуется соотношением затрат и полученных с их помощью результатов. | 95 |
| | Выводы по главе | 98 |
| | ЗАКЛЮЧЕНИЕ | 100 |
| | СПИСОК И ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ | 103 |

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. В горных и горностроительных работах одними из наиболее трудоемких являются земляные работы. Наибольшее распространение среди существующих способов разработки горных пород грунтов получил механический.

При разработке фосфоритового месторождения карьера «Ташкура» применяется технология при которой использование средств механизации малоэффективна поэтому остро возникает вопрос разработки новой технологии для условий месторождения с разнопрочной горной породой. В связи с этим представляется весьма актуальным рассмотрение технологии при которой повышается эффективность применяемых оборудования.

Исследование механизмов с динамическим принципом взаимодействия рабочего органа с разрабатываемой средой говорит о необходимости создания методов расчета активных рабочих органов, выбора их рациональных параметров и конструирования таких машин и механизмов с учетом особенностей процесса взаимодействия рабочего органа с разрабатываемой средой является актуальной научно-практической проблемой.

Цель работы. Обоснование применения активных рабочих органов на горных машинах для разработки разнопрочных пород.

Задачи исследований:

1. Обзорный анализ научно-технической литературы и научно-исследовательских работ о горных машинах с активным рабочим органом.
2. Обобщенный анализ горно-геологических и горно-технологических условий разработки месторождения.
3. Исследование геомеханических свойств массива и физико-механических характеристик горных пород влияющие на работу горного оборудования.

4. Использование в качестве рабочих органов горных машин ковшей активного действия

5 Применение в конструкции гидроударного оборудования, в том числе и ковшах активного действия экскаваторов, блока управления с мембранным запорно-регулирующим элементом

6. Разработка технических решений по обоснованию применения активных рабочих органов на горных машинах для разработки разнопрчных пород.

Объект и предмет исследования. Объектом исследования являются активный рабочий орган с гидropневмоударным устройством для разработки пород различной прочности. Предметом исследований являются факторы и показатели выбора основных элементов машин и их параметров с учетом свойств массива.

Методы исследования. Магистерская диссертация выполнена с применением комплексного метода исследований, включающего: анализ ранее выполненных научных работ, обобщение отечественного и зарубежного производственного опыта, аналитические расчеты, натурные наблюдения и теоретические исследования.

Основные научные положения, выносимые на защиту:

1. Существенным фактором, влияющим на эффективность работы гидropневмоударника, является энергия единичного удара приходящейся на единицу массы, который определяется показателем конструктивного совершенства его.

2. Применение в конструкции гидроударного оборудования, в том числе и ковшах активного действия экскаваторов, блока управления с мембранным запорно-регулирующим элементом представляется перспективным, так как упрощается конструкция гидроударника, повышается технологичность

конструкции, появляется возможность регулирования частоты ударов и энергии удара и т.д.

3.Использование в качестве рабочих органов горных машин ковшей активного действия позволит производить полную разработку (рыхление и экскавацию) грунта без привлечения дополнительных средств механизации

Научная новизна:

1. Модернизации конструкции существующих ковшей экскаваторов типа ЭКГ-5В с пневмоударным механизмом и создания ковшей активного действия, использующих в качестве привода гидроцилиндры и гидроударные рабочие органы, позволяют создать на режущих кромках зубьев высокие удельные давления, что ведет к существенным локальным напряжениям в массиве с дальнейшим его разрушением/б/.

2.Гидроимпульсные устройств, используемые в качестве активных рабочих органов и перспективные схемы совместной работы гидропневмоударных устройств, для управления рабочим циклом которых используются блоки управления рабочим циклом с мембранными запорно- регулируемыми элементами позволяет управлению режимом разработки разнопрочных пород.

3..Анализ технических характеристик и основных параметров гидравлических экскаваторов показывает возможность применения ковшей активного действия в качестве активных рабочих органов экскаваторов.

Научная и практическая значимость работы:

1.Применение гидроударного рабочего оборудования на горных машинах, в первую очередь на гидравлических экскаваторах, являющихся одними из ведущих многофункциональных, повышает эффективность работы машин при разработке мерзлого грунта, разрушении разнопрочных скальных пород, дорожных одежд, уплотнении грунта и выполнении других видов работ.

2. Применение в конструкции гидроударного оборудования, в том числе и ковшах активного действия экскаваторов, блока управления с мембранным запорно-регулирующим элементом представляется перспективным, так как упрощается конструкция гидроударника, повышается технологичность конструкции, появляется возможность регулирования частоты ударов и энергии удара и т.д.

3. Использование в качестве рабочих органов горных машин ковшей активного действия позволит производить полную разработку (рыхление и экскавацию) грунта без привлечения дополнительных средств механизации, при этом производительность экскаватора существенно возрастает, однако при этом необходимо отметить, что несмотря на относительно многолетний опыт изготовления ковшей, до настоящего времени еще не создано конструкции ковша активного действия, которую можно было бы рекомендовать к внедрению.

Ковш с зубьями активного действия до списания отрабатывает 820 ...910 машино-смен (6560 ... 10100 моточасов) и обеспечивает выработку 138... 152 тыс. м³ скальных пород. В зависимости от условий работы средняя производительность составляла 58...84 м³/смену в зависимости от длительности смены.

Апробация работы. Результаты исследования докладывались автором на научно-практических конференциях одаренных студентов и магистрантов «Баркамол авлод келажак пойдевори». Навоий, 2010- 2014гг..

Структура и объем работы. Магистерская диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения, изложенных на 104 страницах машинописного текста, содержит 27 рисунков, 14 таблиц, список литературы из 24 наименований.

1. АНАЛИЗ УСЛОВИЯ ПРИМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЕ РАЗВИТИЯ АКТИВНЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ГОРНЫХ МАШИН.

1.1 Анализ изученности вопроса и научно-исследовательских работ.

В горных и горно-строительных работах одними из наиболее трудоемких являются земляные работы. Наибольшее распространение среди существующих способов разработки грунтов получил механический.

Общим недостатком механических способов разработки грунтов при наличии предварительного рыхления является необходимость иметь две машины: одну для рыхления, другую - для экскавации породы.

Применение гидроударного рабочего оборудования на дорожностроительных машинах, в первую очередь на гидравлических экскаваторах, являющихся одними из ведущих многофункциональных строительных машин в России и за рубежом, повышает эффективность работы машин при разработке мерзлого грунта, разрушении скальных пород, дорожных одежд, уплотнении грунта и выполнении других видов работ.

Применение в конструкции гидроударного оборудования, в том числе и ковшах активного действия экскаваторов, блока управления с мембранным запорно-регулирующим элементом представляется перспективным, так как упрощается конструкция гидроударника, повышается технологичность конструкции, появляется возможность регулирования частоты ударов и энергии удара и т.д.

Использование в качестве рабочих органов ДСМ ковшей активного действия позволит производить полную разработку (рыхление и экскавацию) грунта без привлечения дополнительных средств механизации, при этом производительность экскаватора существенно возрастает, однако при этом необходимо отметить, что несмотря на относительно многолетний опыт изготовления ковшей, до настоящего времени еще не создано конструкции ковша активного действия, которую можно было бы рекомендовать к внедрению.

Краткий перечень механизмов с динамическим принципом взаимодействия рабочего органа с разрабатываемой средой говорит о необходимости создания методов расчета активных рабочих органов, выбора их рациональных параметров и конструирования таких машин и механизмов с учетом особенностей процесса взаимодействия рабочего органа с разрабатываемой средой.

Для эффективного разрушения мерзлых, прочных и скальных грунтов, различных по своим физико-механическим свойствам, необходимо изменять параметры гидромолота (энергию, ударную мощность, частоту ударов и др.) в определенном диапазоне с учетом вида и свойств грунта.

Ударное разрушение грунтов представляет собой сложный процесс, состоящий из нескольких стадий: упругой, пластической, трещинообразования и собственно разрушения. Создание активных рабочих органов требует дальнейшего изучения процессов динамического разрушения мерзлых и прочных грунтов с учетом их особенностей и свойств.

Технический прогресс в области создания новых машин и механизмов для перечисленных видов работ имеет выраженную направленность в повышении эффективности воздействия инструмента на обрабатываемую среду путем активизации рабочих органов дорожно-строительных машин.

Активизация рабочих органов путем приложения различного рода импульсных нагрузок обеспечивает создание высоких динамических усилий, достаточных для эффективной разработки среды (мерзлого грунта, разрушения негабаритов, асфальтобетонных покрытий), уплотнения грунта/4, 5, 13, 19, 20, 23, 24, 25, 28, 29, 33, 35/.

В настоящее время благодаря простой и надежной конструкции большую известность получили гидромолоты, пневмомолоты, электромолоты различных типов, используемые для работы с грунтами (уплотнение, разрушение), с

асфальтобетонными, железобетонными покрытиями и выполнения других видов работ.

Основными параметрами гидромолотов, выполняющих указанные работы, являются: величина необходимой для разработки грунта энергии удара, частота ударов, ударная мощность.

Машины с активными рабочими органами находят все большее применение в различных областях строительства и производства. Широкое распространение получают виброуплотнители грунта, вибропогружатели свай, виброударные механизмы для бурения, перфораторы различных типов, электро- и пневмотрамбовки, молотки и т.д. Однако методы расчета активных рабочих органов ДСМ с учетом видов выполняемой рабочим органом работы при разработке грунтов практически отсутствуют.

В современных условиях для интенсификации производственных процессов в различных отраслях промышленности широко используются гидравлические ударные устройства, представляющие механизм, в котором энергия жидкости генерируется в импульсы силы определенной частоты и интенсивности, воздействующие на некоторую обрабатываемую среду. Наибольшее применение они находят в качестве активных рабочих органов дорожностроительных, горных и других машин /3, 4, 9, 11, 13, 15, 19,35/.

Для разрушения небольших объемов прочных грунтов и асфальтобетонных дорожных покрытий, в том числе в стесненных местах и при реконструкции различных объектов, рекомендуется применять навесные гидравлические и гидропневматические молоты к экскаваторам II-V размерных групп. Монтаж и демонтаж гидромолота на экскаваторе практических трудностей не представляют и не требуют специальных приспособлений.

Гидромолот в общем виде состоит из корпуса, ударника (бойка), движущегося по направляющим корпуса, пневматического или гидравлического аккумулятора и сменного рабочего инструмента. Распределение жидкости у существующих

гидромолотов совершается системой каналов в бойке и проточек в корпусе или золотниковым распределительным устройством.

Все типоразмеры гидромолотов, навешиваемых на экскаваторы П-

V размерных групп, снабжаются съемным инструментом в виде трамбующих плит для уплотнения грунтов.

Для эффективного разрушения мерзлых, прочных и скальных грунтов, различных по своим физико-механическим свойствам, необходимо изменять параметры гидромолота (энергию, ударную мощность, частоту ударов и др.) в определенном диапазоне с учетом вида и свойств грунта.

Ударное разрушение грунтов представляет собой сложный процесс, состоящий из нескольких стадий: упругой, пластической, трещинообразования и собственно разрушения. Создание активных рабочих органов требует дальнейшего изучения процессов динамического разрушения мерзлых и прочных грунтов с учетом их особенностей и свойств.

Прочность грунтов характеризуется способностью сопротивляться внешним силовым воздействиям. Прочностные показатели грунтов могут быть определены с помощью временного сопротивления одноосному сжатию σ_0 и разрыву σ_p , удельного сцепления C_{0i} с помощью числа C ударов плотномера Дорнии /24/.

Косвенной характеристикой прочности грунта является число ударов плотномера Дорнии C - работа, затрачиваемая для погружения в грунт на глубину 10 см наконечника с площадью основания, равной 1 см^2 . Число ударов уточняет классификацию грунтов по трудности разработки.

Профессором И.А.Недорезовым /24/ установлена достаточно тесная линейная связь между показаниями плотномера Дорнии (числом C), который дает интегральную оценку прочности грунта, и временным сопротивлением грунта одноосному сжатию (МПа):

$$\sigma_0 \approx C/30. \quad (1.1.)$$

Показано также, что грунты плохо сопротивляются разрыву и имеет место связь

$$\sigma_p \approx 0,2 \sigma_0. \quad (1.2.)$$

Между числом ударов плотномера Дорнии С и удельным сцеплением C_0 имеется корреляционная связь, также полученная И.А.Недорезовым:

$$C_0 = 0,008 \cdot C. \quad (1.3)$$

Условия разрушения мерзлых и прочных грунтов можно записать следующим образом:

$$\sigma \geq \sigma_0 > C_0 > \sigma_p, \quad (1.4)$$

где σ - напряжение, возникающее на поверхности грунта; σ_0 - временное сопротивление одноосному сжатию; C_0 - удельное сцепление; σ_p - временное сопротивление разрыву.

Уравнение (1.4) означает, что для эффективного разрушения грунтов необходимо применять такие способы, при которых преобладают напряжения разрыва.

Классификация горных пород и мерзлых грунтов (по ГОСТ 30067-93) в зависимости от числа ударов динамического плотномера Дорнии приведена в таблице.

Классификация грунтов в зависимости от числа ударов плотномера Дорнии (по ГОСТ 30067-93)

Таблица 1.1.

| Категория грунта | Число ударов С | Примечание |
|------------------|----------------|------------|
| I | 1...4 | Немерзлые |
| II | 5...8 | |

| | | |
|------|-----------|----------------|
| III | 9...16 | грунты |
| IV | 17...35 | |
| V | 36...70 | Мерзлые грунты |
| VI | 71...140 | |
| VII | 141...280 | |
| VIII | 281...560 | |

Упругие свойства мерзлых грунтов характеризуются модулем упругости и коэффициентом Пуассона. Модуль упругости E увеличивается с повышением влажности, понижением температуры и с увеличением размеров фракций грунта /12/. Коэффициент Пуассона μ обычно находится в пределах 0,13...0,48 и является функцией тех же параметров, что и величина модуля упругости E .

В условиях ударного воздействия на грунт (с большой скоростью) процесс разрушения грунта рассматривается на основании принципов теории распространения волн деформаций в грунтах /12, 28, 30/.

При динамическом нагружении объем разрушенного материала зависит не только от глубины внедрения инструмента (так как зона разрушения значительно превышает зону внедрения), но и от импульса, вызывающего остаточные деформации, и от условий его прохождения в грунте. При мгновенной нагрузке на массив частицы грунта приходят в движение и передают этот импульс близлежащим частицам.

Н.А.Цытович указывает на необходимость при изучении динамики грунтов рассматривать волны деформации двух типов: поперечные и продольные /30/.

Волны распространяются в невозмущенном грунте с определенными скоростями, зависящими от характеристик грунта. В зависимости от вида деформаций возникают волны различных типов. Если движение описывается только объемным сжатием и растяжением, волна называется продольной, если деформациями сдвига - поперечной.

Волновые процессы в грунтах хорошо описываются моделями упругопластических сред.

Зависимость между напряжением и деформацией грунта (нагрузочная характеристика) представлена на рис.2.1 /30/. Диаграмма сжатия при небольшой величине давлений имеет начальный линейноупругий участок (отрезок OA). При увеличении давлений в грунте появляются пластические деформации.

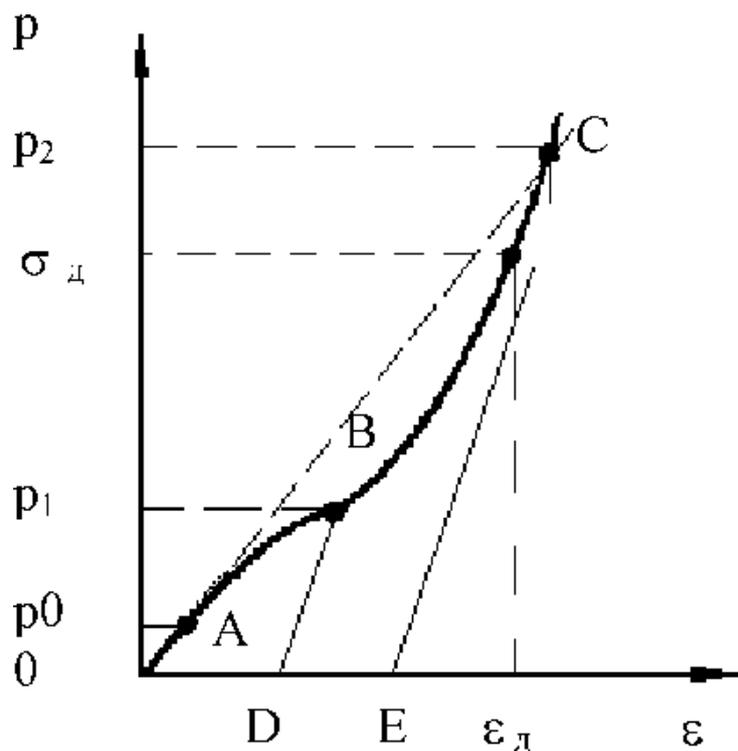


Рис. 1.1. Динамическая кривая сжатия грунта по модели упругопластической среды /30/: OABC - линия нагрузки; BD, CE - линии разгрузки

Кривая разгрузки грунта, т.е. зависимость $p(\varepsilon)$, соответствующая уменьшению напряжений, не совпадает с кривой нагрузки, что обуславливает наличие остаточных деформаций (см. рис. 1.1).

В грунте при $p > p_2$ волна является ударной, при $p < p_2$ она

распадается на упругую и пластическую. Упругая волна

распространяется с большей скоростью, чем пластическая. Здесь OABC - линия нагрузки; BD, CE - линии разгрузки.

1.2. Анализ условия эксплуатации бурового и горно-транспортного оборудования с активным рабочим органом при разработке разнопрочных горных пород.

В период с 1975 по 1985 годы геологами Министерства геологии Узбекистана, Управлений геологии Туркменистана и Таджикистана и специалистами ряда научно-исследовательских организаций (ВНИИгеолнеруд, ГИГХС, САИГИМС, ИХ АН РУз и др.) активно велись работы по созданию в регионе новой сырьевой базы для промышленного производства фосфорных удобрений. Особое внимание было уделено Центрально-Кызылкумскому фосфоритоносному району, в пределах которого зернистые фосфориты приурочены к отложениям эоценового возраста и распространены в них практически повсеместно. Однако фосфориты, которые представляют экономический интерес для открытых горных разработок, сосредоточены главным образом в двух смежных впадинах – Джеройской и Сардаринской, что отражено в названии месторождения, которое является эталонным для всех месторождений и проявлений зернистых фосфоритов эоценовой эпохи морского седиментогенеза, выявленных в Центральном Кызылкумах. Залегание пород на месторождении пологое, осложнённое неотектоникой пликативного характера (волнообразный рельеф пластов) и разрывными (дизъюнктивными) нарушениями постпалеогенового возраста. Здесь в толще мергелей среднего эоцена мощностью 50м и более заключены пять пластов фосфоритов, из которых практический интерес представляют лишь два пласта, сложенные зернистыми разностями (так называемые первый и второй фосфопласты).

Центрально-Кызылкумский фосфоритоносный район рассматривается крупной сырьевой базой минеральных удобрений Средней Азии, поскольку его ресурсы (1,5 млрд.т. P_2O_5) соизмеримы с ресурсами крупнейших фосфоритоносных бассейнов стран СНГ (Каратау, Прибалтика).

Джерой-Сардаринское месторождение – первоочередное для промышленного освоения. Оно расположено в районе с развитой инфраструктурой, что в значительной степени облегчит его освоение. Рельеф поверхности месторождения сглаженный, позволяющий осуществлять его отработку широким фронтом;

Из шести выделяемых в разрезе палеогена пластов промышленное значение имеют только первый и второй.

Первый пласт залегает на 0,4-1,5 м. ниже нулевого. Имеет в основном простое строение. Местами внутри пласта содержится прослой фосфатизированного мергеля мощностью 0,1-0,15 м., крайне редко 0,2 м. На участках разведки пласт вскрыт подавляющим большинством разведочных выработок.

Второй пласт фосфоритов залегает стратиграфически ниже первого. Мощности мергелей, разделяющих эти пласты, 8-9 м.(участки Джерой-Южный и Куруккудук) и 12-13 м. (участок Ташкура). Пласт сложен зернистым фосфоритом, имеет преимущественно простое строение и повсеместное распространение. На крайнем востоке участка Джерой-Южный, на участке Куруккудук и на западном фланге участка Ташкура внутри пласта содержится прослой фосфатизированного мергеля мощностью 0,05-0,15 м.

Из-за низкого содержания полезного компонента и небольшой мощности третий и четвертые пласты являются непромышленными.

Промышленные первый и второй фосфоритовые пласты вскрыты поисковыми и разведочными выработками до глубины 280-320 м. непрерывно на площади более 2500 км². Границы распространения пластов в целом совпадают с областью развития среднеэоценовой карбонатно-глинистой толщи. Пласты залегают почти горизонтально (1-3°) и лишь в краевых частях впадин и вблизи разрывных нарушений отмечается наклонное их залегание под углом 5-10°, редко до 10-15°. Основная доля по первому пласту приходится на классы пластопересечений мощности 0,4-0,59 и 0,6-0,79 м. Из них наиболее близким к среднему значению классов на участках Джерой-Южный и Куруккудук является 0,4-0,59 м., доля которого от общего количества пластопересечений на каждом

участке составляет 67 и 71 %. На участке Ташкура 1 пласт имеет среднюю мощность 0,8 м. Близкие к нему классы 0,4-0,59 и 0,6-0,79 м. составляют 86 % пластопересечений.

Удельный вес минимальных значений мощности (до 0,4 м.) для 1 и 2 пластов по участкам не равнозначен. Их доля от общего количества пластопересечений ограничена (6,8 %)

| Выработки | Кол-во опр Сечений, шт. | Содержание P ₂ O ₅ | | | Показатели изменчивости | |
|-------------------------------|----------------------------|--|------|---------|-------------------------|-----------|
| | | От | до | среднее | Коэф-т вариации | Дисперсия |
| Карьер 13 (по простиранию) | 12 | 21,6 | 25,2 | 23,6 | 5,7 | 1,3 |
| Карьер 8 (по падению) | 8 | 18,3 | 24,2 | 21,4 | 7,8 | 1,8 |

Породы вскрыши представлены суглинками, глинами и мергелями. Мощность вскрыши колеблется от 3до 30м в зависимости от рельефа с коэффициентом крепости по шкале Протодяконова 1-3, частично они могут обрабатываться без предварительного рыхления (исключая БВР).

Пласты фосфоритов (I-II) залегают субпараллельно и имеют выдержанное падение под углами 3о – 5о, поддаются механическому разрыхлению на всю мощность (0,5-1,0 м с коэффициентом крепости по Протодяконову 2-4).

Внешняя вскрыша I пласта представлена сверху вниз лессовидными суглинками, песчанно-гравийной смесью, известковистыми глинами, фосфорсодержащими мергелями. Мощность пород, в границах 2003 года перекрывающих пласт составляет 4-13м, средняя 11,5м. Среди четвертичных отложений внешней вскрыши встречаются крепкие пропластки, сцементированные гипсом и карбонатом с коэффициентом крепости до 4и более. К внутренней вскрыше отнесены известковистые бентонитоподобные глины, мергели, которые залегают между I и II фосфопластами (междупластье) мощностью 8-12м, которые имеют повышенный коэффициент крепости 3-5 и требуют предварительного рыхления –БВР.

Кусковатость фосфоритовых руд зависит от способа рыхления (бульдозер, фрезерный комбайн «Виртген-2100», MTS-250), но и не превышает 50 –80мм, данная фракция составляет 5-10% от объемов выемки руды комбайном.

Средняя объемная масса фосфоритовых руд равна 2,02-2,05т/м³ (для подсчета запасов принята равной 2,0 т/м³), удельный вес 2,65 т/м³, средний коэффициент разрыхления 1,42.

Влажность руды в естественном залегании от 2,5 до 5,0% в среднем 3,8%.

Мощность пласта практически одинакова – 0,5 – 0,85 м, содержанием P₂O₅ в руде колеблется от 13% до 26%.

Фосфориты пласта мелкозернистые с кальцитом и примесью глинистого материала.

Коэффициент крепости их составляет 2,0-3,5 по шкале проф. М.М. Протодяконова, но в приповерхностной зоне в качестве цемента выступает кальцит, а иногда гипс. В этих условиях фосфориты становятся более прочными, и коэффициент крепости достигает 4-5. Для рудовмещающих мергелей коэффициент крепости равен 4.

Мергели, известковистые глины внутренней вскрыши представляют прослойки между первым и вторым фосфоритовыми пластами, их относят к полускальным породам и их рыхление необходимо осуществлять при помощи буровзрывных работ.

Породы и руды не силикозоопасны, но фосфориты обладают повышенной радиоактивностью. Мощность экспозиционной дозы гамма активности колеблется от 25 до 100мкр/ч, в основном 60-80 мкр/ч. естественный фон на участке 7-15мкр/ч.

1.3. Анализ активных рабочих органов дорожно-строительных машин и конструкций гидроударных устройств

Гидравлические ударные устройства условно можно разделить на три группы: гидромеханические - привод ударной части (бойка) осуществляется от гидродвигателя (гидроцилиндра или гидромотора) через промежуточную

механическую передачу; гидравлические (гидромолоты двойного действия) - движение ударной части происходит за счет рабочей жидкости, подаваемой насосом базовой машины; гидропневматические - взвод ударной части совершается рабочей жидкостью, а рабочий ход происходит за счет энергии сжатого газа пневмоаккумулятора.

Опыт создания отечественных гидромеханических ударных устройств весьма ограничен. Один из основных их недостатков - наличие сложной механической трансмиссии. Попытки повысить энергию удара влекут за собой резкое увеличение массы и габаритных размеров ударных устройств, что усложняет эксплуатацию оснащенных ими машин и ограничивает возможности их использования.

Недостатком гидравлических ударных устройств (вторая группа) является сложность конструкции, вызванная наличием большого количества гидроаппаратов (золотников, обратных клапанов и др.) в конструкции самого ударного устройства, что уменьшает их надежность в эксплуатации.

Достоинством гидромолотов двойного действия является наличие одного энергоносителя. К этим гидромолотам относятся гидромолоты СП-70, СП-62, СО1-136 и другие разработки НПО ВНИИстройдормаш.

К преимуществам гидропневматических ударных устройств следует отнести компактность, низкую металлоемкость на единицу энергии удара, простоту регулирования энергии удара изменением давления зарядки газа в пневмоаккумуляторе. Гидропневматические ударные устройства получили наибольшее распространение. К классу гидропневматических относятся гидромолоты ГПМ-120, ГПМ-120А, ГПМ-200, ГПМ-300, СП-71 КФ ВНИИСДМ.

Гидропневматическое ударное устройство, как и гидроударники других типов, характеризуется цикличностью функционирования - холостым ходом подвижной части (взводом бойка ударника), заканчивающимся фазой торможения и рабочим ходом бойка (нанесением удара по обрабатываемой среде).

Гидропневмоударное устройство имеет, как правило, три полости: газовую (пневмоаккумуляторную), взводящую и сливную. После окончания холостого хода взводящая полость соединяется со сливной и под действием энергии сжатого газа пневмоаккумулятора подвижные части (боек) гидропневмоударника совершают рабочий ход - нанесение удара. Полость взвода соединяется со сливной полостью при помощи распределительных устройств (блоков управления рабочим циклом): золотника, втулки управления и др.

Полости взвода и пневмоаккумуляторная являются основными, обеспечивающими рабочий процесс гидроударника.

По способу освобождения взводящей полости от рабочей жидкости гидропневматические ударные устройства разделяют на два основных типа: с вытеснением рабочей жидкости в период рабочего хода непосредственно в сливную линию; с вытеснением рабочей жидкости в период рабочего хода в освобождающуюся сливную полость.

Первый тип гидроударных устройств конструктивно проще, так как включает только две основные полости. Гидроударные механизмы подобного типа применяют при незначительной энергии удара, так как при повышении энергии удара возрастают рабочие объемы жидкости, что увеличивает ее скорость в сливной гидролинии, потери давления и снижает КПД ударного устройства. Гидроударные устройства второго типа позволяют значительно снизить скорость жидкости в сливной гидролинии, тем самым улучшая энергетические параметры гидропневмоударников.

В настоящее время известно большое число конструкций гидроударных устройств. Только в патентной литературе их насчитывается несколько сотен, и на этой базе могут быть разработаны разнообразные конструктивные решения /6 - 11, 23, 27/.

Анализ рабочих процессов в гидравлических ударных устройствах, многочисленных даже на уровне схем, требует больших затрат труда и времени. Поэтому отыскание общих признаков, отражающих особенности структурообразования и функционирования механизмов, по которым они могут быть объединены в группы, значительно упрощает их разработку.

На рис. 1.3 представлены обобщенные гидрокинематические схемы гидроударных устройств: на рис. 1.3, а,б показаны схемы гидропневматических ударных устройств, а на рис. 1.3, в,г - гидравлических двойного действия. Блоки управления рабочим циклом, осуществляющие распределение потоков жидкости в гидроударнике, представлены в виде гидрораспределителя, позиции которого соответствуют: В - взводу бойка (подвижных частей), Т - торможению, Р - рабочему ходу бойка.

Исполнение (см. рис. 1.3, а) характерно для гидромолотов ГПМ - 120, ГПМ-200, СП-71 и ГПМ-300. Схема (см. рис. 1.3, б) относится к гидромолоту СП-71А и гидропневматическим ударным устройствам СибАДИ.

По схеме (см. рис. 1.3, в) выполнены гидромолоты двойного действия СП-62 и СП-70. По схеме (см. рис. 1.3, г) выполнены гидравлические ударные устройства двойного действия СибАДИ.

На рис. 1.4 изображен гидропневматический молот СП-71, который состоит из поршня-бойка 1 с центральным и радиальным каналами, поршня-клапана 2, корпуса 3 с взводящей полостью В, полостью С и пневмоаккумуляторной полостью А. Поршень-клапан 2 разделяет взводящую полость В и пневмоаккумулятор А, седло клапана выполнено на верхней торцевой части поршня-бойка 1.

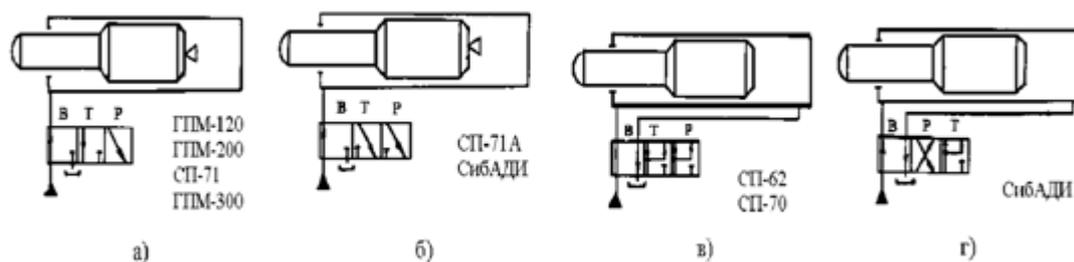


Рис. 1.3. Обобщенные гидрокинематические схемы гидроударных устройств

Рабочий ход осуществляется под действием энергии сжатого газа пневмоаккумулятора. Управление рабочим циклом осуществляется с помощью поршня-клапана 2 и каналов, выполненных на бойке 1.

Гидромолот СП-71 по характеру рабочего цикла относится к гидропневматическим ударным устройствам (структурная схема на рис. 1.3, а). Недостатками данной конструкции гидромолота являются: наличие пульсаций давления в гидросистеме, длительный период переключения гидроударника на взвод. Достоинствами являются простота конструкции и высокая надежность в работе.

Гидромолоты СП-62, СП-70 и другие, разработанные в НПО ВНИИстройдормаш, выполнены по единой принципиальной схеме. Гидромолот СП-62 (рис. 1.5) состоит из корпуса 1, в котором перемещается боек 2, подвешенный к штоку 3 поршня 4 рабочего цилиндра 5, распределительного устройства 6 и гидроаккумулятора 7. Боек 2 подвешен к штоку 3 посредством упругого шарнира, компенсирующего возможную несоосность направляющей трубы бойка 2 и цилиндра поршня 4.

Работает гидромолот следующим образом: рабочая жидкость поступает через распределительный золотник 6 в штоковую полость гидроцилиндра 5, а из поршневой полости - в бак.

Рабочий поршень 4, соединенный с бойком 2, начинает двигаться вверх, одновременно заряжается гидроаккумулятор 7, поршень которого сжимает жидкость в полости жидкостной пружины. В конце хода вверх рабочий поршень

перекрывает сливное окно, давление в поршневой полости повышается и по соединительному каналу в верхней крышке воздействует на верхний торец распределительного золотника 6, который переключается в нижнюю позицию, сжимая установленную под ним пружину.

При этом поршневая полость рабочего цилиндра 5 соединяется с напорной гидролинией, а штоковая полость - с гидролинией слива. Поршень 4 совместно с бойком 2 начинает движение вниз, и по мере увеличения его скорости подпитка рабочей жидкостью поршневой полости производится за счет гидравлического аккумулятора энергии 7.

Перед нанесением удара жидкость из поршневой полости через обратный клапан вытесняется в штоковую полость, соединенную с линией слива.

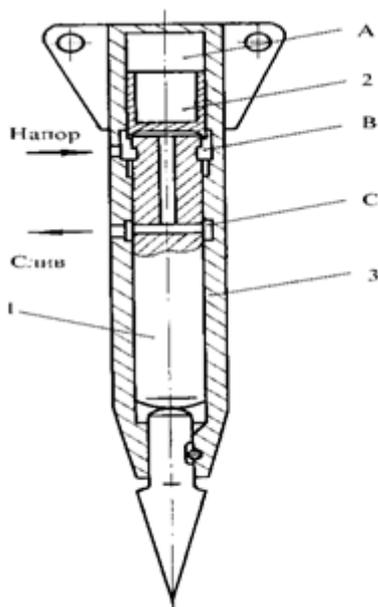


Рис. 1.4. Схема гидропневматического молота СП-71:1 - поршень-боек; поршень-клапан; 3 – корпус

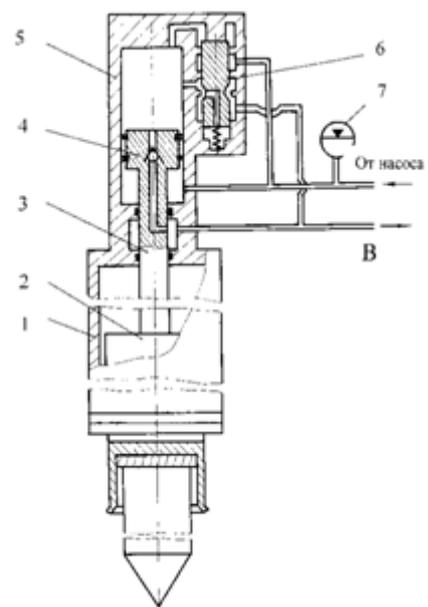


Рис. 1.5. Схема гидромолота СП-62:
1 - корпус; 2 - боек; 3 - шток; 4 - поршень; 5 - рабочий цилиндр;
6 - распределительное устройство;
7 - гидроаккумулятор;

При этом давление в поршневой полости и над верхним торцом распределительного золотника 6 уменьшается, и золотник под действием

пружины переключается в исходное положение. Одновременно боек ударяет по хвостовику инструмента, и далее рабочий цикл повторяется.

Гидромолот СП-62 относится к гидроударным устройствам двойного действия. Недостатком данной конструкции гидромолота является сложность конструкции, а достоинствами: рациональное распределение работы потока рабочей жидкости за ударный цикл, более высокий КПД.

Цель и задачи исследования

Исследование механизмов с динамическим принципом взаимодействия рабочего органа с разрабатываемой средой говорит о необходимости создания методов расчета активных рабочих органов, выбора их рациональных параметров и конструирования таких машин и механизмов с учетом особенностей процесса взаимодействия рабочего органа с разрабатываемой средой является актуальной научно-практической проблемой.

Целью работы является обоснование применения активных рабочих органов на горных машинах для разработки разнопрочных пород.

Основные задачи исследований состоит из следующих:

1. Обзорный анализ научно-технической литературы и научно-исследовательских работ о горных машинах с активным рабочим органом.
2. Обобщенный анализ горно-геологических и горно-технологических условий разработки месторождения.
3. Исследование геомеханических свойств массива и физико-механических характеристик горных пород влияющие на работу горного оборудования.
4. Использование в качестве рабочих органов горных машин ковшей активного действия

5 Применение в конструкции гидроударного оборудования, в том числе и ковшах активного действия экскаваторов, блока управления с мембранным запорно-регулирующим элементом

6. Разработка технических решений по обоснованию применения активных рабочих органов на горных машинах для разработки разнопрчных пород.

2. АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ИСХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ОРГАНА УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ РАЗРУШЕНИИ ГРУНТА

2.1. Исследования теории работы ударных машин и механизма разрушения

Механизм деформирования мерзлого грунта клином показан на рис. 2.1. Массив грунта разделен на ряд горизонтальных бесконечно тонких слоев (см. рис. 2.1, а).

Удар лезвия клина о мерзлый грунт рассматривается как удар в упругопластической среде. На острие клина всегда имеется площадка $a_k \times b_k$, и поскольку она находится в соприкосновении с мерзлым грунтом, то движение клина передается грунту и вызывает в первый момент равномерное сжатие бесконечно тонкого слоя по всей площади контакта.

Затем возникает и распространяется продольная волна напряжений в грунте, которая вызывает сжатие слоев грунта; напряжение с глубиной будет уменьшаться от максимального в первом слое до нулевого на некотором расстоянии от поверхности.

Участки ab и cd (см. рис. 2.1.) будут испытывать растяжение от удлинения и от появления поперечной волны. При воздействии ударной нагрузки растягивающие напряжения превышают допустимые, т.е. происходит разрыв в наиболее вероятных точках b и c .

После разрыва слоя по участкам ab и cd произойдет откол их от поверхности (см. рис. 2.1, в). Столб породы по линии bc не будет иметь подпора с боков и под действием сжимающей нагрузки разрушится. Глубина разрушения зависит от величины напряжений и физико-механических свойств грунта [12, 23, 28]. Грунты отличаются большим многообразием свойств.

Основной задачей математического описания ударного разрушения грунта является получение информации относительно распределения напряжений и деформаций в грунте.

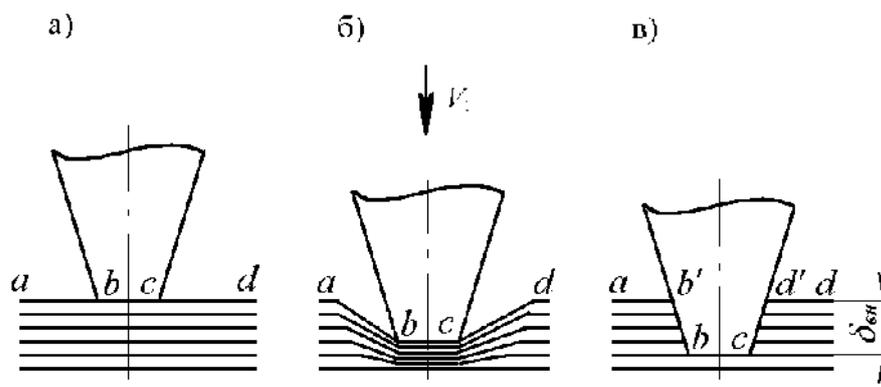


Рис. 2.1. Механизм деформирования грунта клином

Решение этой задачи возможно, если удастся найти решение системы, состоящей из:

- а) соотношений между напряжениями и деформациями в грунте;
- б) уравнений равновесия для напряжений в грунте;
- в) условий совместности деформаций (или приращений деформаций);
- г) критериев прочности грунта;
- д) учета волнового характера распространения скорости и деформаций в грунте;
- е) заданных граничных и начальных условий.

Таким образом, решение проблемы ударного разрушения грунтов достаточно сложно. Однако энергетический подход к анализу процесса динамического разрушения грунта позволяет в некоторой степени упростить задачу, а также дает возможность оценить влияние основных параметров среды и рабочего органа на процесс разрушения грунта.

Движение рабочего органа (инструмента) со скоростью V и характеризуется следующими параметрами: глубиной $\delta_{вн}$ его

внедрения в грунт за время одного удара t ; образованием впереди рабочего органа сжатой зоны грунта длиной L , фронт которой движется со скоростью U_1 ; упругой и пластической деформацией ε грунта в этой зоне, ее частичным или полным разрушением, зависящим от условий нагружения и свойств грунта.

При определении энергии, необходимой для разрушения грунта, принимаем следующие допущения:

- вся кинетическая энергия бойка гидромолота передается инструменту;
- энергия, отраженная от грунта в инструмент, не учитывается;
- тепловые потери в грунте не учитываются;
- потенциальная энергия упругого деформирования переходит в энергию трещинообразования скальваемого тела.

При таких допущениях энергия, затрачиваемая на разрушение грунта, определяется по формуле

$$A_p = V_p \int_0^{\varepsilon} \sigma(\varepsilon) d\varepsilon, \quad (2.1)$$

где A_p - энергия разрушения грунта; V_p - объем разрушенной зоны, $V_p = S \cdot L$, $L = (U_1 - V_1)t_{уд}$, здесь S - площадь контакта инструмента с разрушаемым грунтом; L - длина сжатой зоны; U_1 - скорость распространения продольной волны; V_1 - скорость удара инструмента о грунт; $t_{уд}$ - время удара.

Получены следующие зависимости для определения основных параметров рабочего органа ударного действия: требуемой для разрушения грунта энергии удара A_p (Дж), глубины внедрения инструмента $\delta_{вн}$ (м), времени соударения инструмента с грунтом - времени удара $t_{уд}$ (с), силы сопротивления грунта разрушению N_c (Н):

$$\text{энергия удара } A_p = \frac{\delta_{\text{вн}} \cdot S U_1 k_s}{2 V_1 k_\alpha E} C^2 ; \quad (2.2)$$

$$\text{глубина внедрения } \delta_{\text{вн}} = \frac{2 A_p V_1 k_\alpha E}{S U_1 k_s C^2} ; \quad (2.3)$$

$$\text{время удара } t_{\text{уд}} = \frac{2 A_p k_\alpha E}{S U_1 k_s C^2} ; \quad (2.4)$$

$$\text{сила сопротивления } N_c = \frac{A_p}{\delta_{\text{вн}}} = \frac{S U_1 k_s}{2 V_1 k_\alpha E} C^2 , \quad (2.5)$$

где S - площадь контакта инструмента с грунтом, м^2 ; U_1 - скорость распространения продольной волны, м/с ; E - динамический модуль упругости грунта, Па ; k_α - безразмерный коэффициент, учитывающий угол заострения инструмента, $k_\alpha \geq 1,0$; V_1 - скорость удара

инструмента (бойка) о грунт, м/с ; k_s - коэффициент, Па^2 , $k_s = k_0^2 k_C^2 k_\mu$, здесь k_0 - безразмерный коэффициент, $k_0 = 1,36 \dots 1,60$; k_C - коэффициент, предложенный проф. И.А.Недорезовым, Па , $k_C = 10^6/30$;

k_μ - безразмерный коэффициент, $k_\mu = 1 - 2\mu/(1-\mu)$, здесь μ -

коэффициент поперечной упругости грунта (Пуассона); C - число ударов плотномера Дорнии.

В том случае, когда известна кинетическая энергия единичного удара T (Дж) гидромолота и скорость удара V_1 (м/с), по формуле (2.1) можно определить глубину внедрения инструмента, приняв $A_p = T$.

По формулам (2.4) - (2.5) определяют время удара и силу сопротивления грунта внедрению инструмента.

Из формулы (2.3) видно, что глубина внедрения инструмента прямо пропорциональна энергии единичного удара, скорости удара, обратно пропорциональна площади контакта и квадрату числа C , характеризующего прочность грунта.

По формуле (2.4) находится требуемая энергия единичного удара гидромолота T (Дж), необходимая для внедрения инструмента на глубину h (м) при заданной скорости удара V_1 , т.е.

$$T = A_p = \frac{h S U_1 k_S}{2 V_1 k_\alpha E} C^2 \quad (2.6)$$

Определив энергию единичного удара T по формуле (2.10), находят массу бойка m (кг) из выражения

$$m = \frac{2T}{V_1^2} \quad (2.7)$$

Требуемое число ударов по грунту n_h , необходимое для внедрения инструмента гидромолота на глубину h (м), определяется по формуле

$$n_h = h / \delta_{вн} \quad (2.8)$$

Производительность гидромолота с ударным рабочим органом для разрушения грунта находится из выражения

$$P = V_p n k_B, \quad (2.9)$$

где V_p - объем разрушенной зоны грунта, M^3 ; n - частота ударов гидромолота (число ударов за единицу времени); k_B - коэффициент использования машинного времени.

Объем разрушенной зоны грунта V_p (M^3):

$$V_P = \frac{2Tk_\alpha}{k_d} = \frac{2Tk_\alpha E}{k_s C^2} \quad (2.10)$$

Энергоемкость E_P процесса разрушения грунта машиной ударного действия с учетом формулы (2.13) определяется выражением

$$E_P = \frac{nA_P k_B}{\Pi} = \frac{A_P}{V_P} = \frac{T}{V_P} \quad (2.11)$$

где E_P - энергоемкость разрушения грунта, Дж/м³; n - частота ударов гидромолота (число ударов за единицу времени); k_B - коэффициент использования машинного времени; Π - производительность, м³/ед. времени; V_P - объем разрушенной зоны грунта, м³; $A_P = T$ - энергия единичного удара гидромолота, Дж.

С учетом выражения (2.10) для V_P получим следующую формулу для определения энергоемкости разрушения грунта E_P :

$$E_P = \frac{k_s C^2}{2k_\alpha E} \quad (2.12)$$

Из формулы (2.2) можно определить удельную энергию удара, необходимую для разрушения грунта. Эта характеристика широко применяется при проектировании гидроимпульсных средств механизации.

Удельная энергия удара k_{AS} (Дж/см²) - энергия, приходящаяся на единицу площади контакта инструмента гидромолота при разрушении грунта, определяется выражением (с учетом переводного коэффициента м² в см²)

$$k_{AS} = \frac{A_P}{S} = \frac{\delta_{вн} U_1 k_s}{2V_1 k_\alpha E} C^2 \frac{1}{10^4} \quad (2.13)$$

Удельная энергия удара k_{AL} (Дж/см)- энергия, приходящаяся на единицу длины лезвия инструмента клинообразной формы, с учетом того, что $S = b_k a_k$, определяется выражением

$$k_{AL} = \frac{A_p}{b_k} = \frac{\delta_{вн} a_k U_l k_s}{2V_l k_\alpha E} C^2 \frac{1}{10^2}. \quad (2.14)$$

Зная удельные энергии удара, можно при проектировании гидромолота определять требуемые геометрические параметры инструмента (площадь контакта с грунтом, длину и ширину лезвия инструмента).

Удельная энергия единичного удара, приходящаяся на единицу площади контакта инструмента с грунтом и необходимая для его разрушения, зависит от прочностных свойств грунта, величины динамического модуля упругости и составляет величину от 3...4 до 75...120 Дж/см при изменении числа C (число ударов плотномера Дорнии) от 80 до 450.

Удельная энергия единичного удара, приходящаяся на единицу длины инструмента, изменяется от 12...19 до 370...590 Дж/см при изменении числа C (число ударов плотномера Дорнии) от 80 до 450.

Таким образом, получены формулы, позволяющие определять основные параметры гидроударного рабочего органа при разрушении грунтов: требуемую энергию единичного удара, время удара, частоту ударов, глубину внедрения инструмента в грунт, производительность и энергоемкость при разрушении мерзлого и прочного грунтов.

2.2. Энергоемкость процесса разработки грунта ковшом активного действия экскаватора

Представлена схема и дано описание работы экскаваторного ковша активного действия с режущими зубьями, использующими в качестве привода

гидроцилиндры. Определяется энергоемкость процесса разработки прочного массива ковшом активного действия. Приводится условие эффективности процесса разработки массива ковшом активного действия с точки зрения энергоемкости.

Основной задачей конструирования рабочих органов землеройных машин является изыскание методов и средств снижения энергоемкости разработки грунтов [11].

Особенно остро стоит задача разработки мерзлых грунтов и прочных пород одноковшовыми экскаваторами. Мерзлые грунты и прочные породы при копании экскаватором, как правило, требуют предварительного рыхления или разупрочнения. Это накладывает существенные трудности на технологический процесс, значительно повышает энергоемкость разработки массива.

Использование ковша активного действия в качестве навесного оборудования одноковшового экскаватора при производстве работ на прочных грунтах и породах позволяет решить данную проблему. Ковш активного действия, установленный на экскаватор, позволяет производить разработку грунтов и пород повышенной прочности без использования дополнительного технологического цикла по подготовке грунта к экскавации.

В настоящее время нами ведутся исследования в области создания экскаваторных ковшей активного действия, использующих в качестве привода гидроцилиндры [13]. Гидроцилиндры позволяют создать на режущих кромках зубьев высокие удельные давления, что ведет к существенным локальным напряжениям в массиве с дальнейшим его разрушением.

При внедрении ковша в прочный массив под действием силы $P_{тн}$ и возникновении усилий выше определенной величины происходит остановка движения корпуса ковша ввиду недостаточности усилия, развиваемого гидроцилиндром привода ковша.

При остановке движения ковша из-за недостаточного усилия на всем режущем периметре ковша предлагается сосредоточение этого усилия на одном зубе. Зуб приводится в движение гидроцилиндром, который способен обеспечить усилие на зубе такое же, как гидроцилиндр привода ковша на всем режущем периметре. Усилие, сосредоточенное на одном зубе, способно создать высокие локальные напряжения в массиве. Если усилие, сосредоточенное на одном зубе, достаточно для разрушения грунта в месте его приложения, то происходит вдавливание зуба в грунт на величину хода зуба s_A , который может достигать нескольких сантиметров. После перемещения зуба на величину хода зуба s_A происходит его остановка. Далее в работу включается следующий зуб.

Каждый последующий зуб начинает свою работу, когда предыдущий закончит выдвижение. После внедрения в массив всех зубьев на величину s_A происходит одновременное их втягивание и перемещение корпуса ковша в образовавшуюся щель от вдавливания зубьев. Внедрение корпуса ковша в массив после предварительного вдавливания и разрушения грунта активными зубьями требует значительно меньших усилий. Если при дальнейшем движении ковша возникают усилия выше определенной величины, то цикл повторяется.

Таким образом, цикл работ по копанию грунта ковшом активного действия экскаватора может быть разделен на работу по разрушению грунта активными зубьями и работу по наполнению ковша грунтом.

При разработке грунта экскаваторным ковшом активного действия общую энергоемкость можно определить как [18]

$$E = E_1 + E_2, \quad (2.15.)$$

где E_1 - энергоемкость по тяговым усилиям, затрачиваемая на разрушение массива; E_2 - дополнительная энергоемкость по разрушению массива, необходимая для перевода его в то состояние, при котором возможна эксплуатация экскаватора.

Дополнительную энергоемкость по разрушению массива при работе предложенного ковша активного действия можно определить следующим образом:

$$E_2 = \frac{A_i \cdot n \cdot n_{тц} \cdot t_k}{V}, \quad (2.16)$$

где A_i - работа по внедрению в массив отдельного i -го активного зуба; n -частота работы активного зуба; $n_{тц}$ - количество гидроцилиндров в ковше; t_k - время копания; V -объем грунта в ковше.

Работу по внедрению в массив отдельного активного зуба можно записать как

$$A_i = \int_0^{t_k} P_{Ai} \cdot ds_{Ai}, \quad (2.17)$$

где P_{Ai} - сила, которая появляется в результате взаимодействия активного зуба с грунтом; s_{Ai} - перемещение активного зуба в точке приложения силы P_{Ai} .

Поскольку величина s_{Ai} в предлагаемой конструкции ковша постоянная, то допуская, что сила P_{Ai} также постоянная, можно записать

$$A_i = P_{Ai} \cdot s_{Ai}. \quad (2.18)$$

Энергоемкость копания массива по тяговым усилиям можно определить как

$$E_1 = \frac{A_E}{V}, \quad (2.19)$$

где A_E - работа по внедрению в массив корпуса ковша после совершения работы группой активных зубьев.

Считая, что вектор приложения суммарной силы, которая действует на корпус ковша со стороны массива, и перемещение корпуса ковша в точке приложения этой силы совпадают, то можно записать:

$$A_E = \int_0^{t_k} P_E \cdot ds_E, \quad (2.20)$$

где P_E - суммарная сила, которая действует на корпус ковша со стороны грунта;
 s_E - перемещение корпуса ковша в точке приложения силы P_E .

Очевидно, что при постоянстве P_E и s_E выражение (2.20) запишется как

$$A_E = P_E \cdot s_E. \quad (2.21)$$

Объем грунта в ковше можно определить следующим образом [18]:

$$V = F_{\text{п.с.}} \cdot s_E \cdot K_{\text{п.к.}}, \quad (2.22)$$

Где $F_{\text{п.с.}}$ - площадь поперечного сечения следа копания;

$K_{\text{п.к.}}$ - коэффициент, учитывающий потери грунта при копании.

Определение дополнительной энергоемкости по разрушению массива E_2 позволяет сравнить ее с энергоемкостью разрушения грунта другими способами с целью подготовки его к разработке ковшем.

С точки зрения энергоемкости эффективность разработки грунта экскаватором, оборудованным ковшом активного действия, будет выше, если выполняется условие

$$E < E_3 + E_p, \quad (2.23)$$

E_p - энергоемкость процесса предварительного рыхления или разупрочнения массива каким-либо способом, необходимым для подготовки к копанию обычным экскаватором;

E_3 - энергоемкость процесса разработки грунта экскаватором с обычным ковшом после предварительного рыхления или разупрочнения массива.

Разделение по времени цикл работ по копанию грунта ковшом активного действия на работу по предварительному разрушению грунта активными зубьями и работу по последующему наполнению корпуса ковша приводит к увеличению общей энергоемкости процесса разработки прочного массива. Наряду с этим мы получаем возможность наиболее полно использовать

мощность базовой машины и производить разработку грунтов и пород более высокой категории и прочности экскаваторами со сравнительно небольшой мощностью.

2.3. Статический расчет ковша активного действия

Приведен статический расчет экскаваторного ковша активного типа с режущими зубьями, использующими в качестве привода гидроцилиндры.

Ключевые слова: экскаватор, ковш, активный зуб, грунт.

Одной из самых распространенных машин для разработки грунта является одноковшовый экскаватор. Среди путей повышения его эффективности и расширения технологических возможностей является использование в качестве навесного оборудования ковша активного действия.

Ковш активного действия, установленный на экскаватор, позволяет производить разработку грунтов и пород повышенной прочности без использования дополнительного технологического цикла по подготовке грунта к экскавации. Это приводит к возрастанию производительности работ и снижения их стоимости.

В Пермском государственном техническом университете ведутся исследования в области создания экскаваторных ковшей, а также других рабочих органов с активными режущими зубьями, использующими в качестве привода гидроцилиндры и управляемыми специальным устройством на основании сигналов, полученных с помощью датчиков давления и перемещения [1,2]. Гидроцилиндры способны создать на режущих кромках зубьев высокие удельные давления, что ведет к существенным локальным напряжениям в массиве грунта с дальнейшим его разрушением. Появляется возможность разработки грунта более высокой категории [3].

В предлагаемом ковше активного действия (рис. 2.2.) зубья закреплены на штоках гидроцилиндров. Данная конструкция позволяет активным зубьям совершать возвратно-поступательные движения. Каждый гидроцилиндр управляется отдельным гидрораспределителем, что позволяет совершать независимые друг от друга движения активных зубьев. Амплитуда возвратно-поступательных движений активного зуба зависит от конструкции гидроцилиндра. Скорость перемещения активных зубьев зависит, в первую очередь, от производительности насосной установки по расходу, а усилия на активных зубьях — от давления рабочей жидкости в гидросистеме. Поворот всего ковша осуществляется гидроцилиндром привода ковша с усилием $P_{гц}$

Описываемая конструкция позволяет, при наличии соответствующего аппарата управления, обеспечить широкий диапазон движений и силовых характеристик активных зубьев. В частности, это могут быть движения зубьев с определенной амплитудой и частотой, что характерно для ковшей активного типа вибрационного действия.

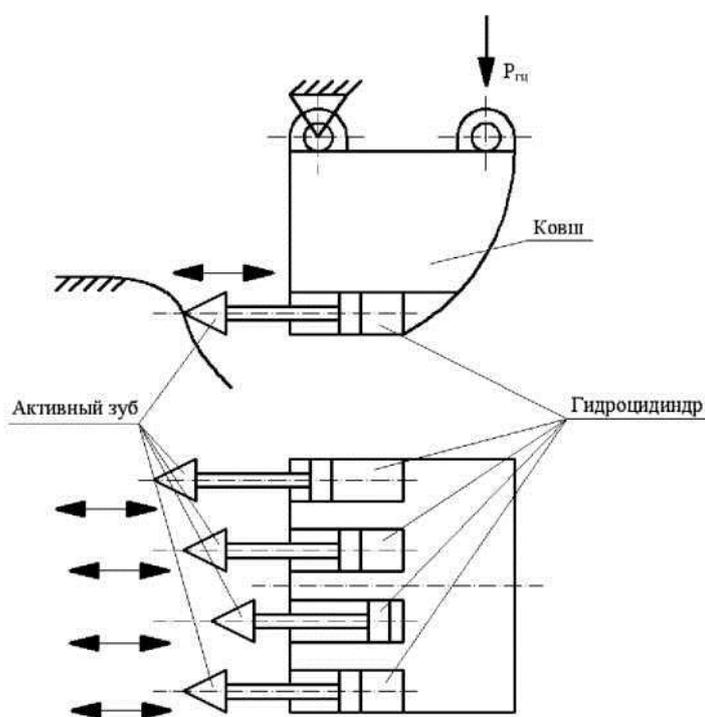


Рис. 2.2. Схема ковша активного действия

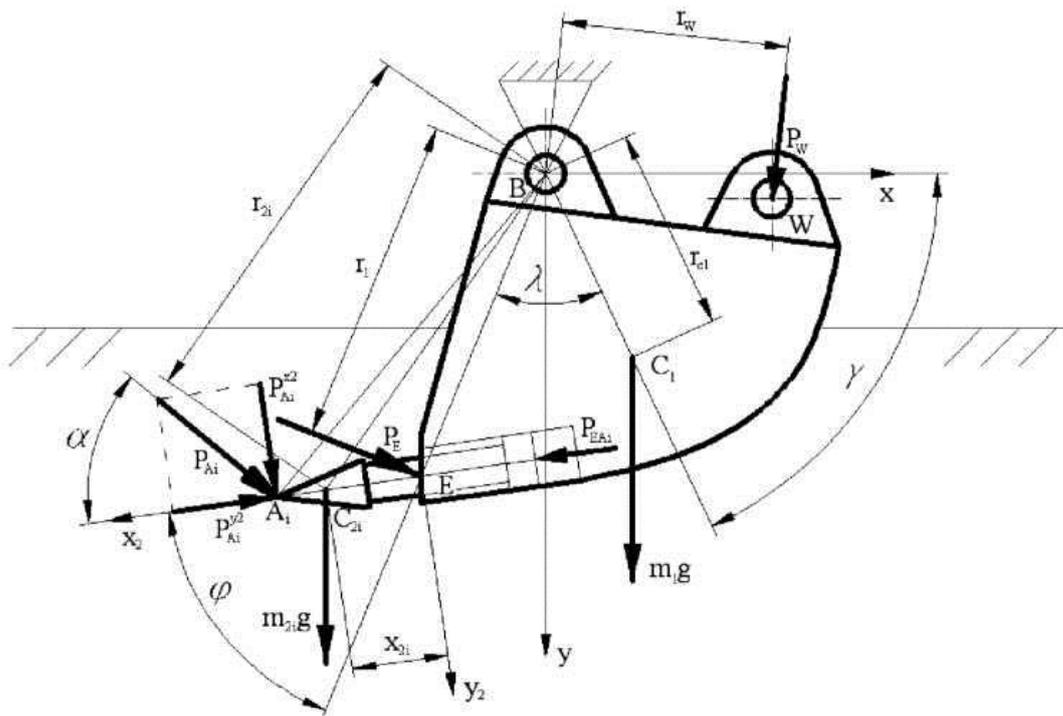


Рис. 2.3. Схема распределения сил при копании ковшем активного действия

Комплексная система управления всех звеньев навесного оборудования (стрела, рукоять, ковш, активные зубья) позволяет еще более расширить возможности ковша активного действия.

Перспектива значительного хода активных зубьев и больших возможностей управления позволяет разработать ковш активного действия с широким спектром воздействия на грунт. Появляется возможность разработки прочных грунтов с высокой производительностью и низкой энергоемкостью.

Математическая модель ковша активного действия позволяет решить широкий перечень задач, возникающих при проектировании конструкции ковша (4). Математическая модель ковша активного действия основана на дифференциальных уравнениях. Для дальнейшей работы и получения уравнений движения механической системы в обобщенных координатах, требуется их интегрирование и определение по начальным условиям постоянных интегрирования.

Частный случай, при котором отсутствует движение ковша и активных зубьев, приводит к значительному упрощению уравнений движения механической

системы в обобщенных координатах. В этом случае левые части уравнений Лагранжа, содержащие кинетические энергии, обращаются в нуль. В правых частях уравнений Лагранжа остаются обобщенные силы, что в результате ведет к уравнениям статики.

Статический расчет позволяет определить взаимодействия сил, действующих на конструкцию при встрече с непреодолимым препятствием.

Как отмечалось ранее, работа ковша активного действия характеризуется выдвиганием и втягиванием активных зубьев. Мы предполагаем, что при работе ковша активного действия каждый из зубьев работает поочередно. Это значит, что каждый следующий зуб начинает внедряться в грунт, когда предыдущий зуб совершил свою работу.

При статическом расчете можно выделить три случая:

Происходит упор активного зуба в непреодолимое препятствие в результате движения ковша, активный зуб неподвижен.

Происходит упор активного зуба в непреодолимое препятствие в результате его выдвигания, корпус ковша неподвижен.

Происходит упор активного зуба в непреодолимое препятствие в результате совместного движения ковша и активного зуба.

Для случая I можно записать (рис. 2.3.)

$$\left(\begin{array}{l} m_1 \cdot g \cdot r_{c1} \cdot \cos \gamma + m_{2i} \cdot g \cdot (r_1 \cdot \cos(\gamma + \lambda) + x_{2i} \cdot \cos(\gamma + \lambda + \phi)) + P_W \cdot r_W - \\ - P_E \cdot r_1 - P_{Ai} \cdot \sqrt{(-r_1 \cdot \sin(\gamma + \lambda) - (x_{2i} + C_{2i} A_i) \cdot \sin(\gamma + \lambda + \phi))^2 +} \\ + (-r_1 \cdot \cos(\gamma + \lambda) - (x_{2i} + C_{2i} A_i) \cdot \cos(\gamma + \lambda + \phi))^2} \end{array} \right) = 0, \quad (1) \quad (2.24.)$$

где m_1 — масса ковша с грунтом; m_{2i} — масса одиночного i — ого активного зуба; g — ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; P_w — сила, создаваемая штоком гидроцилиндра привода ковша; P_F — сила сопротивления грунта, которая действует на режущую кромку ковша; P_{Ai} — сила сопротивления грунта, которая действует на режущую кромку единичного зуба в точке A_i .

Следовательно

$$P_{Ai} = \left(\frac{\left(m_1 \cdot g \cdot r_{c1} \cdot \cos \gamma + m_{2i} \cdot g \cdot (r_1 \cdot \cos(\gamma + \lambda) + x_{2i} \cdot \cos(\gamma + \lambda + \varphi)) + P_w \cdot r_w - P_F \cdot r_1 \right)}{\sqrt{\left(-r_1 \cdot \sin(\gamma + \lambda) - (x_{2i} + C_{2i}A) \cdot \sin(\gamma + \lambda + \varphi) \right)^2 + \left(-r_1 \cdot \cos(\gamma + \lambda) - (x_{2i} + C_{2i}A) \cdot \cos(\gamma + \lambda + \varphi) \right)^2}} \right) \quad (2.25.)$$

Для некоторых расчетов, например, по определению изгибающих усилий, действующих на шток гидроцилиндра, необходимо знать осевые и радиальные силы. Определим проекции силы P_{Ai} на оси x_2, y_2 , т.е. соответственно осевую силу $P_{Ai}^{x_2}$ и радиальную силу $P_{Ai}^{y_2}$. Для этого необходимо найти угол α .

Поскольку угол между направлением действия силы P_{Ai} и отрезком A_iB составляет 90° , то можно заметить, что

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \varphi + \angle A_iBE. \quad (2.26)$$

В свою очередь, по теореме синусов

$$\frac{\sin(\angle A_iBE)}{\sin(\angle A_iEB)} = \frac{A_iE}{A_iB} \quad (2.27)$$

или

$$\angle A_iBE = \arcsin \left(\frac{A_iE}{A_iB} \cdot \sin(\angle A_iEB) \right). \quad (2.28.)$$

По теореме косинусов

$$A_1B = \sqrt{A_1E^2 + EB^2 - \cos(\angle A_1EB)}. \quad (2.29)$$

Видно, что $\angle A_1EB = \pi - \varphi$.

Подставляя (2.29), (2.28), (2.27) в (2.26) мы можем определить угол α

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \varphi + \arcsin \left(\frac{A_1E}{\sqrt{A_1E^2 + EB^2 - \cos(\angle A_1EB)}} \times \sin(\pi - \varphi) \right) \quad (2.30.)$$

Соответственно, для случая I

$$P_{Ai}^{kz} = \left(\frac{\left(m_1 \cdot g \cdot r_{C_1} \cdot \cos \gamma + m_{2i} \cdot g \cdot (r_1 \cdot \cos(\gamma + \lambda) + x_{2i} \cdot \cos(\gamma + \lambda + \varphi)) + P_W \cdot r_W - P_E \cdot r_1 \right) \cdot \cos \alpha}{\sqrt{\left(-r_1 \cdot \sin(\gamma + \lambda) - (x_{2i} + C_{2i}A) \cdot \sin(\gamma + \lambda + \varphi) \right)^2 + \left(-r_1 \cdot \cos(\gamma + \lambda) - (x_{2i} + C_{2i}A) \cdot \cos(\gamma + \lambda + \varphi) \right)^2}} \right) \quad (2.31.)$$

$$P_{Ai}^{ky} = \left(\frac{\left(m_1 \cdot g \cdot r_{C_1} \cdot \cos \gamma + m_{2i} \cdot g \cdot (r_1 \cdot \cos(\gamma + \lambda) + x_{2i} \cdot \cos(\gamma + \lambda + \varphi)) + P_W \cdot r_W - P_E \cdot r_1 \right) \cdot \sin \alpha}{\sqrt{\left(-r_1 \cdot \sin(\gamma + \lambda) - (x_{2i} + C_{2i}A) \cdot \sin(\gamma + \lambda + \varphi) \right)^2 + \left(-r_1 \cdot \cos(\gamma + \lambda) - (x_{2i} + C_{2i}A) \cdot \cos(\gamma + \lambda + \varphi) \right)^2}} \right) \quad (2.32.)$$

Для случая II можно записать уравнение

$$m_{2i} \cdot g \cdot \sin(\gamma + \lambda + \varphi) - P_{Ai} + P_{E_{Ai}} = 0, \quad (2.33.)$$

где $P_{E_{Ai}}$ — сила, создаваемая штоком гидроцилиндра привода i — ого активного зуба.

Проекция силы P_{Ai} на оси x_2, y_2 , для случая II запишем

$$\begin{aligned} P_{Ai}^{kz} &= m_{2i} \cdot g \cdot \sin(\gamma + \lambda + \varphi) - P_{E_{Ai}}, \\ P_{Ai}^{ky} &= 0. \end{aligned} \quad (2.34.)$$

Случай III является общим для двух предыдущих случаев. Легко можно заметить, что в этом случае результат определяется суммой проекций (2.30), (2.32) и (2.31), (2.34)

$$P_{Ai}^{III,2} = \left[\frac{\left(m_1 \cdot g \cdot r_{C_1} \cdot \cos \gamma + m_{2i} \cdot g \cdot (r_1 \cdot \cos(\gamma + \lambda) + x_{2i} \cdot \cos(\gamma + \lambda + \varphi)) + P_W \cdot r_W - P_E \cdot r_1 \right) \cdot \cos \alpha}{\sqrt{\left(-r_1 \cdot \sin(\gamma + \lambda) - (x_{2i} + C_{2i} \cdot A) \cdot \sin(\gamma + \lambda + \varphi) \right)^2 + \left(-r_1 \cdot \cos(\gamma + \lambda) - (x_{2i} + C_{2i} \cdot A) \cdot \cos(\gamma + \lambda + \varphi) \right)^2}} + m_{2i} \cdot g \cdot \sin(\gamma + \lambda + \varphi) - P_{FAi} \right] \quad (14)$$

$$P_{Ai}^{III,2} = \left[\frac{\left(m_1 \cdot g \cdot r_{C_1} \cdot \cos \gamma + m_{2i} \cdot g \cdot (r_1 \cdot \cos(\gamma + \lambda) + x_{2i} \cdot \cos(\gamma + \lambda + \varphi)) + P_W \cdot r_W - P_E \cdot r_1 \right) \cdot \sin \alpha}{\sqrt{\left(-r_1 \cdot \sin(\gamma + \lambda) - (x_{2i} + C_{2i} \cdot A) \cdot \sin(\gamma + \lambda + \varphi) \right)^2 + \left(-r_1 \cdot \cos(\gamma + \lambda) - (x_{2i} + C_{2i} \cdot A) \cdot \cos(\gamma + \lambda + \varphi) \right)^2}} \right] \quad (15)$$

(2.35.)

В результате проведения статического расчета появляется возможность определить взаимосвязь между свойствами среды (породы, грунта) и требуемыми характеристиками ковша активного действия. Тем самым возможен расчет конструктивных элементов ковша в зависимости от свойств среды, для работы в которой планируется его использование. В частности, расчет осевой и радиальной составляющей силы сопротивления грунта, которая действует на режущую кромку зуба, позволяет использовать данные для разработки конструкции гидроцилиндра привода активного зуба.

Выводы по главе:

1. Энергетический подход к анализу процесса динамического разрушения грунта позволяет в некоторой степени упростить задачу, а также дает возможность оценить влияние основных параметров среды и рабочего органа на процесс разрушения грунта.

2. Комплексная система управления всех звеньев навесного оборудования (стрела, рукоять, ковш, активные зубья) позволяет еще более расширить возможности ковша активного действия. Перспектива значительного хода активных зубьев и больших возможностей управления позволяет разработать ковш активного действия с широким спектром воздействия на грунт. Появляется

возможность разработки прочных грунтов с высокой производительностью и низкой энергоемкостью.

3. В результате проведения статического расчета появляется возможность определить взаимосвязь между свойствами среды (породы, грунта) и требуемыми характеристиками ковша активного действия. Тем самым возможен расчет конструктивных элементов ковша в зависимости от свойств среды, для работы в которой планируется его использование. В частности, расчет осевой и радиальной составляющей силы сопротивления грунта, которая действует на режущую кромку зуба, позволяет использовать данные для разработки конструкции гидроцилиндра привода активного зуба.

3. ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУТИВНЫХ СХЕМ АКТИВНЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ГОРНЫХ МАШИН.

3.1.Рекомендуемые конструктивные схемы ковшей активного действия экскаваторов

Применение гидроударных устройств, в которых энергия подводимой рабочей жидкости базовой машины с гидроприводом генерируется в импульсные силы определенной частоты и интенсивности, позволяет создавать перспективные конструкции рабочего оборудования активного действия, в том числе и ковшей экскаваторов.

Ковш активного действия экскаватора предназначен для разработки массивов повышенной прочности до VI категории по прочности включительно, к которым относятся мерзлые грунты и большинство горных пород, разработки сложно-структурных залежей, в случаях, когда буровзрывные работы влияют на качество полезного ископаемого, разработки руд и пород, склонных к самовозгоранию, вскрытия асфальтобетонных и бетонных покрытий, разрушения негабаритов и т.д.

Ковш активного действия включает несколько гидроударных устройств, состоящих из энергетического блока, блока управления рабочим циклом, инструмента, делителя потока и источника питания базовой машины - экскаватора.

Перспективным направлением в практическом применении активных рабочих органов дорожно-строительных машин с гидроприводом является использование совместной работы нескольких гидроударных устройств. Совместная работа нескольких гидроударных устройств в ковшах активного действия позволит увеличить производительность и, следовательно, объем выполненных работ, снизить трудоемкость работ, а также повысить эффективность использования существующих гидроударников.

Необходимо отметить, что вопросы исследования совместной работы нескольких гидроударников в ковшах активного действия экскаваторов недостаточно освещены в научно-технической литературе. Отсутствуют научно обоснованные рекомендации по проектированию ковшей активного действия на основе гидроударников. До сих пор нет отработанной конструкции такого ковша, пригодного для внедрения в практику, существуют только экспериментальные образцы.

Некоторые из возможных конструкций ковша активного действия на основе гидроударных устройств, разработанные в различные периоды времени, приведены на рис. 3.1, 3.2 и 3.3.

В ИГД СО АН СССР разработана конструкция ковша активного действия /34/, который состоит из корпуса 1, пневмомолотов 2, устанавливаемых в трубчатых кожухах 3, выполненных в днище ковша, ударных зубьев 4 и системы воздухоподвода (рис. 3.1). Сжатый воздух, подведенный к ковшу, попадает в коллектор 5 и от него по гибким шлангам 6 поступает в автоматы пуска, включающие пневмомолоты в работу при достижении заданного усилия на ударном зубе.

Под действием ударных нагрузок зубья ковша внедряются в грунт, разрушая его. При снижении сопротивления копанию пневмомолот отключается. В процессе копания пневмомолоты включаются и выключаются неоднократно.

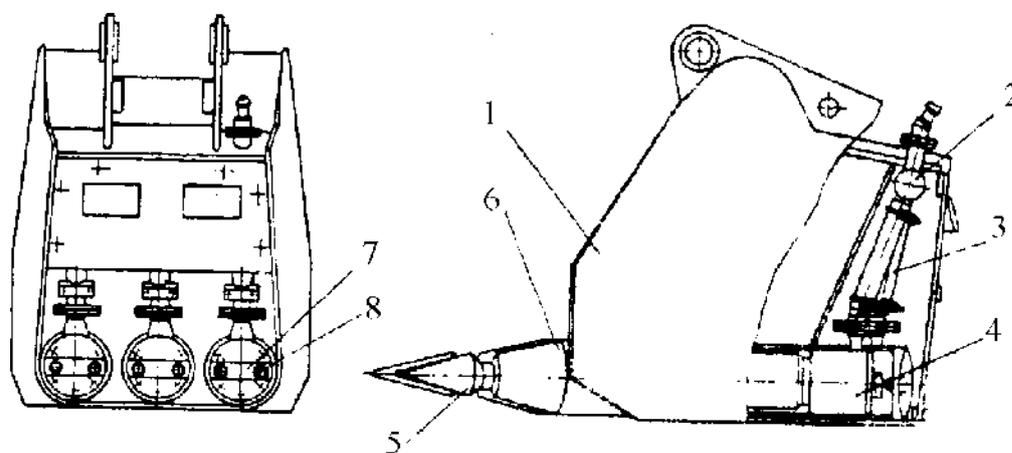


Рис. 3.1. Схема ковша активного действия ИГД СО АН СССР:

1 - корпус; 2 - коллектор; 3 - шланг; 4 - пневмомолоты; 5 - ударные зубья; 6 - трубчатые кожухи; 7 - прижимные планки; 8 - винт

На рис. 3.2 /7/ приведена конструкция ковша активного действия экскаватора по а.с. №505772. Ковш состоит из передней стенки 1 с трубчатыми кожухами 2, задней стенки 3, днища и воздуховода 5 с входным патрубком 6.

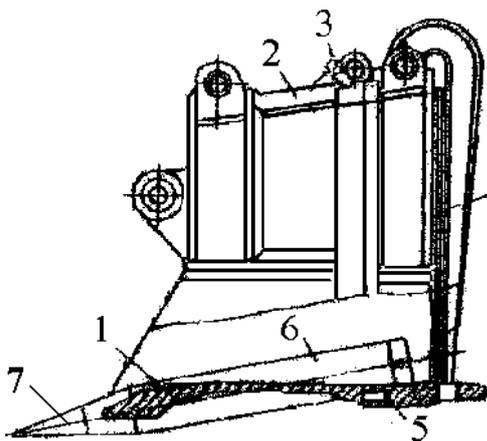


Рис. 3.2. Конструкция ковша активного действия экскаватора по а.с. № 505772:

1 - передняя стенка; 2 - трубчатые кожухи; 3 - задняя стенка; 4 - днище; 5 - воздуховод; 6 - входной патрубок; 7 - пневмомолот

Каждый пневмомолот 7 установлен в отдельном трубчатом кожухе 2. Подвод сжатого воздуха к пневмомолоту осуществляется через входной патрубок 6.

На рис. 3.3 приведена схема ковша экскаватора по а.с. 349330. Особенностью данной конструкции является то, что для обеспечения достаточного качества отделки откосов канав и траншей с наклонными стенками днище ковша выполнено профильным, а крайние зубья с пневмомолотами смещены по высоте и смонтированы в параллельных плоскостях.

Ковш включает корпус 1 с профильным днищем 2 с расположением ударных блоков - зубьев 3 с пневмомолотами 4 в двух плоскостях (средний ниже крайних). Это позволяет при врезке сконцентрировать все усилие на одном среднем зубе и повысить интенсивность врезания.

Ковш активного действия экскаватора по а.с. № 338594 (рис. 3.4) включает корпус 1, гидropневматическое ударное устройство 2, режущий инструмент 3, съемную крышку 4 /6/.

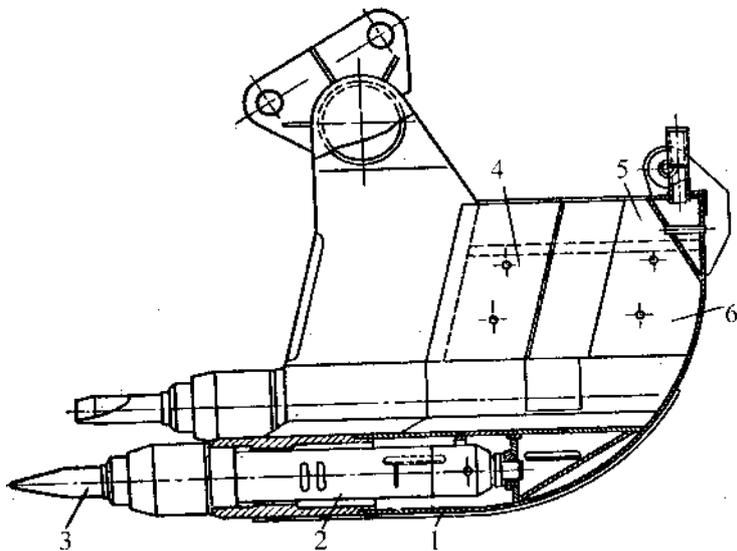


Рис. 3.3. Конструкция ковша экскаватора по а.с. 349330: 1 - днище; 2 - пневмомолот; 3 - зубья; 4, 6 - каналы; 5 - корпус ковша

Необходимо отметить, что рассмотренные конструкции ковшей активного действия экскаваторов разрабатывались без достаточного научного обоснования их параметров, отличались малой энергией единичного удара, низкой надежностью в работе и серийно не выпускались.

Различные конструкции ковшей активного действия экскаваторов ЭО-3322 и ЭО-4121, разработанные в различные периоды времени в СибАДИ, представлены на рис. 3.5, 3.6.

Схемы возможной работы гидроударных устройств в ковше активного действия представлены на рис. 3.7-3.10 /21/.

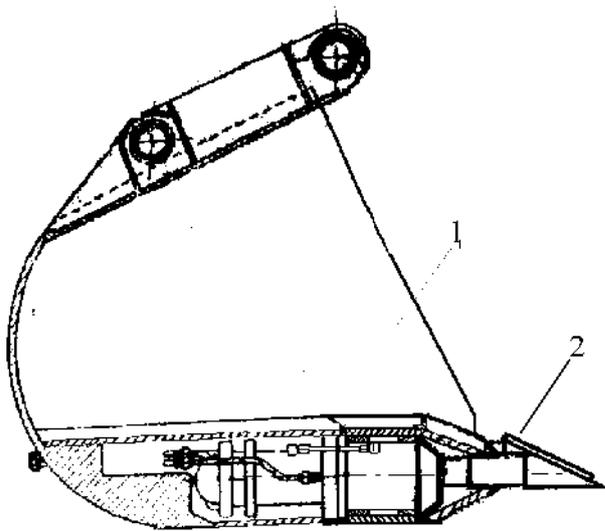


Рис. 3.5. Конструкция ковша активного действия экскаватора ЭО-3322 разработки СибАДИ: 1 - корпус ковша; 2 - ударные зубья

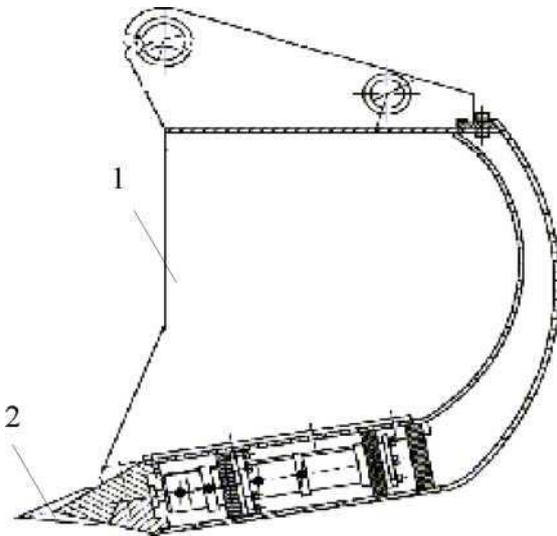


Рис. 3.6. Конструкция ковша активного действия экскаватора ЭО-4121 разработки СибАДИ: 1 - корпус ковша; 2 - ударные зубья

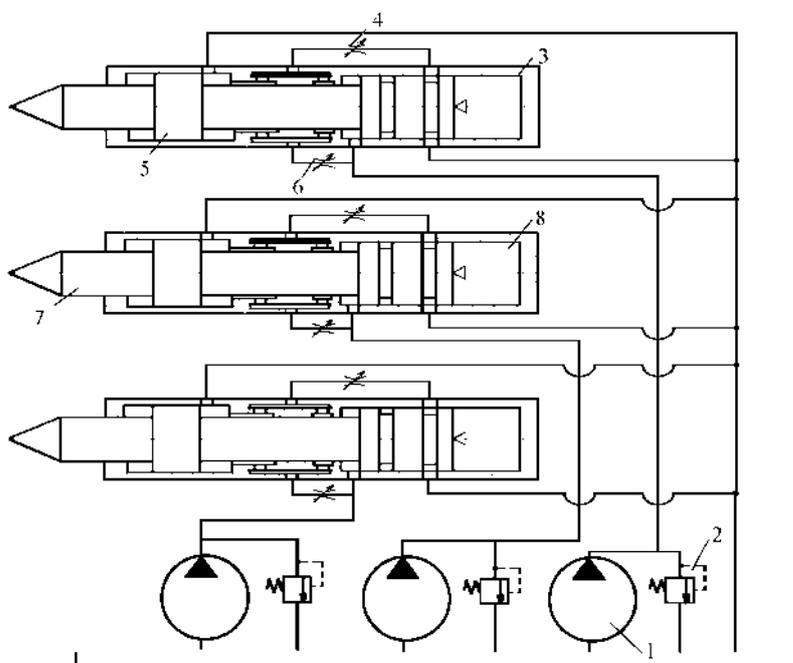


Рис. 3.7. Схема совместной работы нескольких беззолотниковых гидроударных устройств с индивидуальным приводом гидроударников: 1 - насос; 2 - предохранительный клапан; 3 - корпус; 4, 6 - регулировочные дроссели; 5 - поршень-боек; 7 - гидроударник; 8 – пневмоаккумулятор

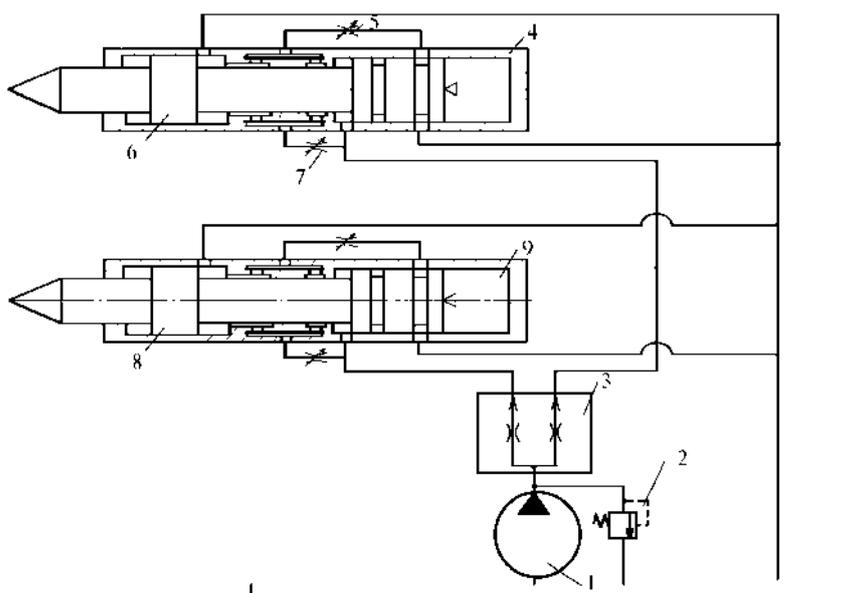


Рис. 3.8. Схема совместной работы нескольких беззолотниковых гидроударных устройств с общим приводом гидроударников: 1 - насос; 2 - предохранительный клапан; 3 - делитель потока; 4 - корпус; 5, 7 - регулировочные дроссели; 6 - поршень-боек; 8 - гидроударник; 9 - пневмоаккумулятор

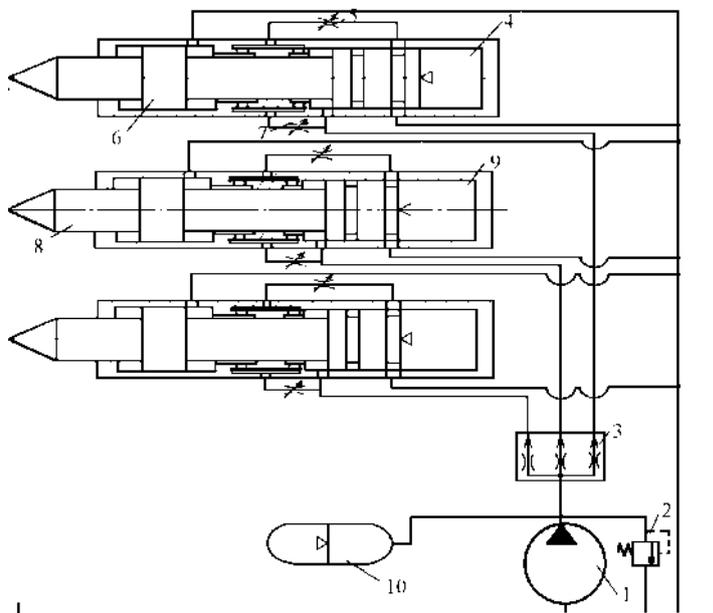


Рис. 3.9. Схема совместной работы нескольких беззолотниковых гидроударных устройств с общим приводом гидроударников:

1 - насос; 2 - предохранительный клапан; 3 - делитель потока; 4 - корпус;
 5, 7 - регулировочные дроссели; 6 - поршень-боек; 8 - гидроударник; 9 - пневмоаккумулятор; 10 – гидropневмоаккумулятор

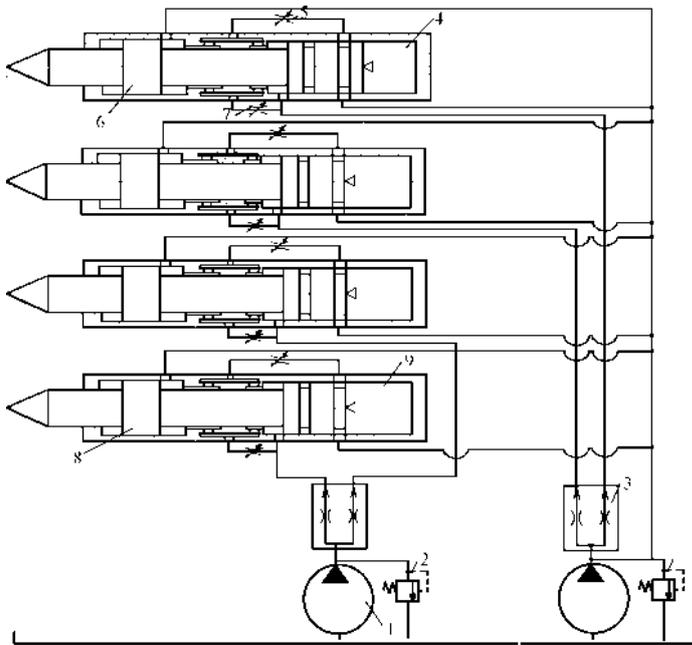


Рис. 3.10. Схема совместной работы нескольких беззолотниковых гидроударных устройств с общим приводом гидроударников: 1 - насос; 2 - предохранительный клапан; 3 - делитель потока; 4 - корпус; 5, 7 - регулировочные дроссели; 6 - поршень-боек; 8 - гидроударник; 9 - пневмоаккумулятор

На рис. 3.7 приведена принципиальная схема ковша активного действия экскаватора, который оснащен тремя гидropневмоударниками с индивидуальным гидроприводом к каждому ударному устройству /26/. Напорная магистраль секции каждого из насосов 1 соединена с взводящей полостью соответствующего гидropневмоударника 7, включающего корпус 3, поршень-боек 5, пневмоаккумулятор 8 и два регулировочных дросселя 4 и 6. При работе жидкость из напорной магистрали каждого из трех насосов подается во взводящую полость соответствующего гидropневмоударника 7 и взводит его поршень, сжимая газ в полости пневмоаккумулятора, а из сливной полости направляется в сливную гидрولينию, обеспечивая совместную работу гидроударных устройств. Дроссели 4 и 6 в этой схеме являются регулировочными.

Применение индивидуального гидропривода упрощает монтажную схему ударных устройств, но требует установки трех насосов.

На рис. 3.8 приведена схема возможной работы двух гидроударных устройств с питанием от одного гидропривода. При работе жидкость из напорной магистрали общего для двух гидропневмоударников насоса 1 подается во взводящую полость гидропневмоударника 8 и взводит его поршень, сжимая газ в полости пневмоаккумулятора 9, аналогичный процесс происходит и со вторым гидроударником. Делитель потока 3 предназначен для деления потока жидкости на две части для обеспечения совместной работы гидроударных устройств.

На рис. 3.9 приведена принципиальная схема ковша активного действия экскаватора, который оснащен тремя гидропневмоударными устройствами с общим приводом от насоса. В схему включен гидропневмоаккумулятор 10, который обеспечивает эффективную работу гидроударных устройств в случае недостаточной производительности насоса. Делитель потока 3 в этой схеме предназначен для подачи одинакового или пропорционального нагрузке количества жидкости к нескольким гидроударным устройствам посредством деления ее на три части, обеспечивая их эффективную совместную работу.

Достоинствами делителя потока рабочей жидкости является конструктивная простота, малый вес, габариты, компактность, возможность установки в любом месте машины на любом расстоянии от насоса, отсутствие необходимости в нескольких насосных

установках, так как с помощью многопоточного гидроделителя рабочую жидкость можно подавать независимыми потоками к ряду потребителей.

Общими достоинствами схем, приведенных на рис. 3.8, 3.9 и 3.10, являются простота в эксплуатации и обслуживании, меньшая масса по сравнению с гидросистемой с тремя насосами (см. рис. 3.7), высокая надежность.

Потребность обеспечения совместной работы нескольких гидроударных устройств в ковше активного действия посредством деления потока жидкости на n частей обусловила поиск и разработку многопоточного гидроделителя. Необходимо отметить, что существует многообразие различных конструктивных

решений гидроделителей отечественного и зарубежного типов, как, например, делительные клапаны английских фирм “Highdrolix and Newmaties”, “Fluid Control Inc”, “Lockhid Precigion Produkt”, американской фирмы “Bendisk Corporation”, немецкой “Willi Vogel”, шведской “СКФ” и др. Широкое применение находят отечественные делительные клапаны конструкции ВНИИгидропривода.

Элементной базой любого одноступенчатого гидроделителя является унифицированный модуль, в состав которого входят запорно-регулирующий орган, входной и выходной дроссели и корпус, в котором находится командная камера. В зависимости от расхода рабочей жидкости в качестве регулирующих органов делителей могут использоваться золотники, плунжеры, мембраны. В качестве двухпоточного делителя могут выступать также спаренные дроссели и т.д.

Необходимо отметить, что в случае обеспечения теоретически равных расходов, подводимых к гидроударным устройствам, не требуется сверхточного деления их на несколько частей, как, например, в случае деления потока для питания гидростатических опор металлорежущих станков, следовательно, в качестве запорно-регулирующих элементов гидроделителей целесообразно использовать плунжеры, поршни и т.д.

Существует несколько методов расчета делителей потока.

Основными параметрами гидроделителя являются диаметр и длина запорно-регулирующего элемента, его масса, длина и ширина рабочего окна делителя, диаметр входных дросселей и т.д.

Классификация ковшей активного действия строительных и дорожных машин на основе гидроударников представлена на рис.

3.11. Наиболее перспективным является использование в конструкции ковша активного действия гидропневматических ударных устройств с делителем потока рабочей жидкости.

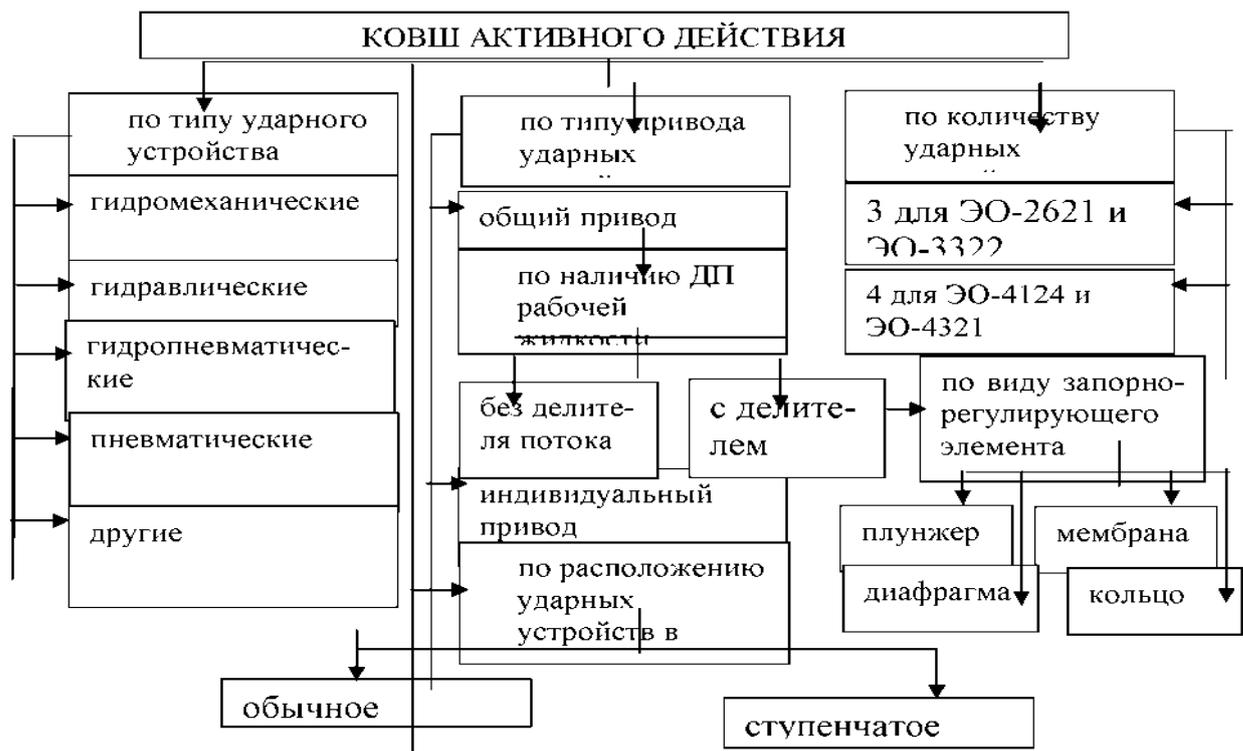


Рис. 3.11. Классификация ковшей активного действия экскаваторов

3.2. Особенности беззолотниковых гидроударных устройств и принцип их работы.

Отличием беззолотниковых гидравлических ударных устройств, (гидроударных устройств с мембранными запорно-регулирующими элементами (МЗРЭ)), разработанных в СибАДИ, является применение упругого запорно-регулирующего элемента в распределительном узле (блоке) управления рабочим циклом устройства. Распределительный узел обеспечивает изменение направления движения жидкости в гидроударнике при холостом ходе (взводе) бойка и при его рабочем ходе (разгоне).

Схема, поясняющая принцип действия распределительного узла с упругим запорно-регулирующим элементом, приведена на рис.3.12.

На рис. 3.12. а упругий элемент 4 показан в закрытом положении: под действием давления жидкости в управляющей полости 2

перекрываются гидролинии 5 и 6. В таком положении упругого элемента 4 происходит холостой ход (взвод) бойка гидравлического ударного устройства.

На рис.3.12, б упругий элемент 4 показан в открытом положении, что происходит при соединении управляющей полости 2 через гидролинию 3 со сливом. При этом давление в управляющей полости 2 падает, упругий элемент 4 деформируется, а гидролинии 5 и 6 соединяются между собой. Этому состоянию упругого элемента 4 в распределительном узле гидроударника соответствует рабочий ход бойка.

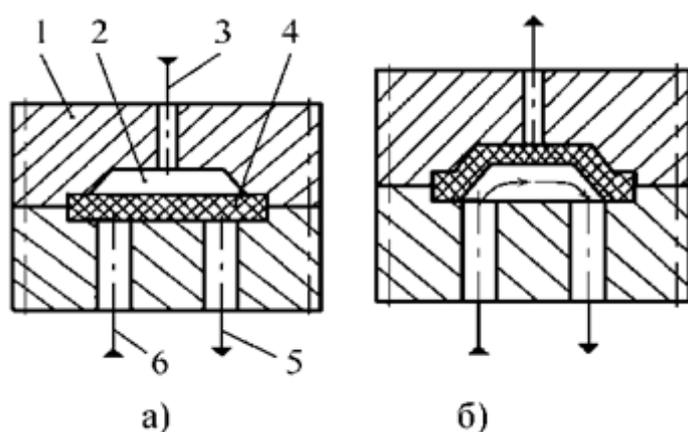


Рис.3.12. Распределительный узел с плоским упругим запорно-регулирующим элементом:

1 - корпус; 2 - управляющая полость; 3 - гидролиния управляющей полости; 4 - упругий запорно-регулирующий элемент; 5 - отводящая гидролиния; 6 - подводящая гидролиния

В качестве упругого запорно-регулирующего элемента в различных конструкциях гидроударников могут использоваться цилиндрические оболочки, кольца, плоские пластины, выполняемые из различных материалов.

Первые конструкции беззолотниковых гидроударников включали цилиндрические упругие запорно-регулирующие элементы, устанавливаемые внутри корпуса гидроударника.

Классификация распределительных узлов беззолотниковых гидроударников приведена на рис. 3.13.



Рис. 3.13. Классификация распределительных узлов беззолотниковых гидроударников

Гидроударник состоит из корпуса , подвижных частей , цилиндрического упругого запорно-регулирующего элемента, стакана , пневмоаккумуляторной полости А, взводящей полости В, сливной полости С, дросселей Д1 и Д2. Управляющая полость У образована наружной поверхностью упругого элемента и внутренней поверхностью стакана. На поршне взводящей полости имеется кольцевая проточка управления упругим элементом. При холостом ходе подвижных частей (взводе бойка) происходит разобшение взводящей полости В и сливной С за счет перекрытия упругим запорно-регулирующим элементом каналов В и С. В конце взвода управляющая полость У соединяется со сливной гидролинией через проточку на поршне взводящей полости В. Давление над упругим элементом падает, он деформируется в радиальном направлении (расширяется), образуя кольцевой канал, который соединяет взводящую полость В со сливной С.

За счет энергии сжатого газа пневмоаккумулятора А совершается рабочий ход подвижных частей, заканчивающийся ударом инструмента по обрабатываемому грунту.

Дроссели Д1 и Д2 являются регулировочными, обеспечивающими необходимый режим работы устройства. Далее рабочий цикл повторяется.

В последующих схемах беззолотниковых гидроударников распределительный узел управления рабочим циклом с цилиндрическим упругим запорно-регулирующим элементом располагается вне корпуса гидроударника отдельным модулем /10/.

Указанные схемы гидроударников с цилиндрическими упругими запорно-регулирующими элементами отличаются увеличенным объемом управляющей полости, что ограничивает возможности повышения их быстродействия, частоты ударов.

В последнее время в СибАДИ разработаны беззолотниковые гидроударные устройства повышенного быстродействия с вынесенным блоком управления и с упругим запорно-регулирующим элементом в виде кольца.

Применение упругого запорно-регулирующего элемента для периодического сообщения взводящей и сливной полостей гидроударного устройства дает следующие преимущества по сравнению с ранее рассмотренными гидроударными устройствами: упрощается конструкция гидроударника; повышается технологичность конструкции; появляется возможность регулирования частоты ударов, энергии удара; повышается надежность гидроударника; снижаются требования к чистоте рабочей жидкости; улучшается ремонтоспособность.

Существенным фактором, влияющим на эффективность работы гидромолота, является энергия единичного удара. В связи с этим за показатель конструктивного совершенства ударного устройства может быть принято

значение удельной энергии единичного удара, приходящейся на единицу массы гидромолота.

3.3. Физическое моделирование без изменения свойств среды с компенсацией несоблюдения критериев подобия.

Важной задачей теории приближенного физического моделирования процессов взаимодействия рабочего оборудования со средой является определение основных положений моделирования при испытании моделей в среде оригинала в условиях проявления всех действующих факторов. Достоинством такого моделирования является то, что здесь не требуется прибегать к изменению прочностных свойств среды. Определение значения коэффициентов перехода от параметров модели к параметрам оригинала и характер их изменения от влияющих факторов для общего случая действия сил связано с наибольшими теоретическими и экспериментальными трудностями.

В частном случае, когда моделирующая среда тождественна оригиналу, подобие системы обусловлено соблюдением простейших критериев подобия: E/σ , σ/τ , ρ , δ , c_ω/σ .

Это следует из тождественности физико-механических характеристик среды модели и оригинала, так как в обоих случаях исследование ведут в одной и той же среде.

Комплексные критерии подобия, составленные из величин, имеющих разную размерность, не соблюдаются:

Величина их у модели будет иной, чем у оригинала. Установлено, что в условиях работы ряда машин наиболее важным обстоятельством, определяющим нарушение подобия системы, является несоблюдение критериев подобия $c_\omega/(\gamma_T l)$; $\sigma/(\gamma_T l)$.

Переход от модели к оригиналу по величинам, определяющим силовые характеристики процесса, может быть в общем случае осуществлен посредством применения принципа суперпозиции при анализе сил, определяющих рассматриваемый процесс. Такой прием базируется на известном положении механики о независимости действия сил.

Правомерность такого подхода к анализу сил, действующих на рабочее оборудование со стороны среды, обусловлено, прежде всего практикой применения этого принципа при определении сил сопротивления резанию, рыхлению, копанию и др.

Из рассмотренных уравнений и полученных критериев подобия следует, что изучаемый процесс обусловлен проявлением главным образом действием объемных (массовых) и поверхностных сил. Расчетная схема, иллюстрирует возможный характер сил разного вида, действующих в подсистемах типа «грунт - режущий элемент».

Общее сопротивление, действующее на инструмент при его взаимодействии со средой, представляют в виде суммы:

$$P=P_1+P_2+P_3+P_4, (3.1.)$$

где P_1 - сопротивление, обусловленное проявлением массовых сил, величина которых пропорциональна кубу линейного размера системы; P_2 — сопротивление, обусловленное действием поверхностных сил, величина которых характеризуется предельными значениями сцепления сдвига, отрыва и пропорциональна квадрату линейных размеров системы; P_3 - сопротивление, являющееся результатом действия сил, пропорциональных единице длины; действует в области лезвия и площадки затупления ; P_4 - силы, приложенные к системе сосредоточенно (например сопротивление отдельных включений). Наличие сил, пропорциональных кубу, квадрату и линейному размеру подсистемы, подтверждается экспериментальными исследованиями. Анализ полученного соотношения с использованием

второго следствия из теорем подобия позволяет разработать зависимости перехода от модели к оригиналу по силовым и энергетическим параметрам с компенсацией ошибки на несоблюдение соответствующих критериев подобия. Важным ограничением использования этого метода является требование сохранения качественного подобия процесса при нарушении в некоторых пределах величин определяющих критериев подобия.

Рассмотрим процесс движения твердого тела в жесткопластической вязкой среде. Сопротивление движению можно представить в виде механической модели, состоящей из набора простейших реологических моделей.

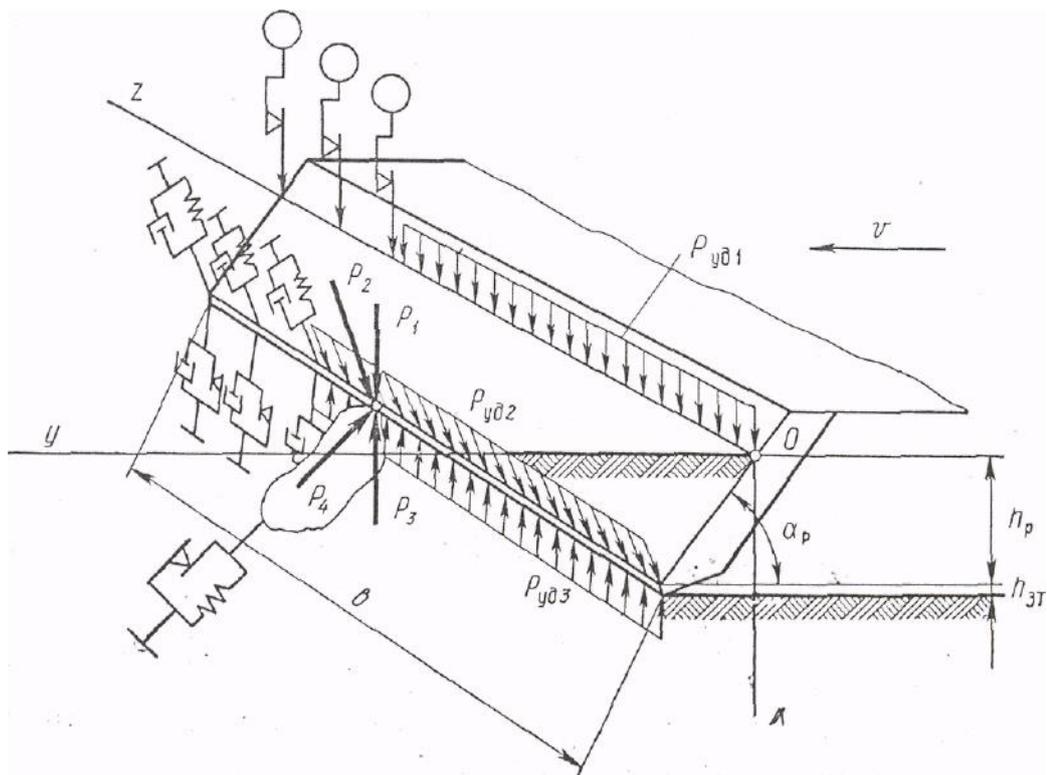


Рис. 3.14. Схема, моделирующая характер действующих при резании грунта

сил

При моделировании инструмента линейные размеры l_x , l_y , l_z , изменяются пропорционально масштабу. Размер l_{x1} , характеризующий площадку затупления, практически остается без изменения, так как определяется технологией изготовления лезвия, которая тождественна оригиналу. Величина l_{z1} тоже не изменяется, так как определяется размерами тела, находящегося в среде, а параметры среды по условию задачи остаются без изменения,

Отношение между силовыми параметрами оригинала и модели представляют в виде

$$P_H = P_M k_P, \quad (3.2.)$$

где k_P - масштабный коэффициент перехода от модели к оригиналу.

Величину k_P определяют, как было рассмотрено ранее, через масштабный коэффициент линейных размеров системы при соответственном изменении физико-механических параметров среды, таких, как c_ω , η и др. Последнее возможно на базе применения эквивалентных материалов.

Искомое расчетное значение коэффициента k_P может быть получено на основании анализа математических моделей с различной степенью приближения описывающих механизмов изучаемого явления.

Для упрощения принимаем $\bar{P}_4 = 0$, что для рассматриваемой зависимости соответствует $l_{z1} = 0$.

Значение k_l можно определить также по информации о величинах объемов среды, перемещаемых оригиналом q_H и моделью q_M :

$$k_l = \sqrt[3]{q_H / q_M} \quad (3.3.)$$

Величина k_l определяется на основании количественного и качественного анализа физических и механических свойств среды модели и оригинала.

Важно подчеркнуть, что полученное соотношение базируется на соблюдении основного положения теории подобия о качественной тождественности уравнений модели и оригинала. Нарушение условий количественного соответствия вследствие несоблюдения критериев подобия компенсируется введением поправки через соответствующие масштабные коэффициенты.

В зависимости от характера действующих сил и степеней их доминирования появляются варианты упрощенных расчетных зависимостей.

Анализ показывает, что ошибка при моделировании изменяется с уменьшением линейных размеров модели за счет третьего члена, характеризующего затупление, так как масштаб площадки затупления $k_{lx_1} = 1$. Для абсолютно острого лезвия или при $k_{lx_1} = k_l$ зависимость принимает вид

$$P_H = P_M k_l^3. \quad (3.4.)$$

Анализ полученных зависимостей показывает, что ограничение на уменьшение линейного размера инструмента следует прежде всего из нарушения геометрического подобия системы в части несоблюдения масштаба площадки затупления по высоте площадки $l_{X_1H} \cong l_{X_1M}$.

$$\text{При } \mathcal{N}^3 \leq c_\omega l^2 \quad k_{C_\omega} = 1; \quad P_H = P_M k_l^2. \quad (3.5.)$$

Отличительной особенностью метода, используемого в зарубежной практике, по сравнению с рассмотренным является

структура формул перехода от силовых параметров, зафиксированных на модели, к параметрам оригинала.

Формулы перехода формируются с учетом различия характера действующих на систему со стороны грунта сил сопротивления. Силы отделения грунта от массива (силы когезии) и сцепления грунта со стальной поверхностью ковша (силы адгезии) пропорциональны квадрату обобщенного линейного размера системы. Эта система сил именуется двухмерной системой. Силы сопротивления перемещению призмы волочения перед инструментом (ковшом) и силы веса стружки грунта и грунта в ковше представляют силы, пропорциональные кубу линейного размера. Эту систему сил называют трехмерной системой.

Переход от модели к оригиналу осуществляют на базе рассмотренного принципа и анализа схемы сил, действующих на моделируемую и моделирующую системы.

Если последнее положение нарушается, то определение коэффициентов компенсации через посредство таких простейших моделей дает приемлемую относительную погрешность не более 15—20% в ограниченном диапазоне изменения линейного масштаба моделирования. Предельное значение масштабного коэффициента при оптимальной гипотезе и моделировании процессов взаимодействия со средой не должно превышать $k_l = 5 \div 12$ в зависимости от физико-механических свойств среды и методов воздействия на последнюю.

3.4. Основы расчета гидродневмоударных инструментов и параметров ковша активного действия экскаватора

Идея создания ковшей на основе гидроударников весьма перспективна, однако, несмотря на относительно многолетний опыт изготовления экспериментальных образцов ковшей, до настоящего времени еще не создано

конструкции, которую можно было бы рекомендовать для широкого применения.

Научно-исследовательские разработки показали, что успешное создание рабочих органов активного действия для дорожностроительных машин (ДСМ) возможно лишь при условии правильного выбора их параметров на основе учета условий эксплуатации, особенностей процесса ударного разрушения мерзлого грунта.

Расчет ковша активного действия экскаватора необходим для получения его рациональных параметров для обеспечения наиболее эффективной разработки мерзлых и прочных грунтов.

К основным параметрам гидравлических ударных устройств в ковше активного действия относятся энергия единичного удара, масса ударной (подвижной) части (бойка), частота ударов, коэффициент полезного действия, масса гидроударника, эффективная мощность. При этом необходимо учитывать возможную компоновку ГУ в ковше и габаритные, массовые характеристики ковшей экскаваторов.

Задачей регрессионного анализа статистических данных, представляющих собой основные параметры ковша активного действия, является обоснование функциональных зависимостей между отдельными параметрами ковша активного действия экскаватора.

В качестве исходных данных для расчета ковша активного действия должны быть заданы [26, 34]: тип базового экскаватора и его основные рабочие характеристики (масса экскаватора, номинальное давление в гидросистеме базовой машины, подача насоса, вместимость ковша и т.д.); физико-механические свойства разрабатываемого массива (вид грунта, число ударов плотномера Дорнии, температура грунта, его влажность, углы внутреннего и внешнего трения, плотность и сцепление грунта и т.д.); параметры и технологические схемы разработки предполагаемых объектов и др.

На начальном этапе проектирования при определении проектных параметров гидроударных устройств следует пользоваться уравнениями регрессии /15, 18/, по которым можно определить диаметр хвостовика инструмента, погонную энергию удара и другие характеристики, необходимые при проектировании гидроударных устройств.

Анализ технических характеристик и основных параметров гидравлических экскаваторов показывает возможность применения ковшей активного действия в качестве активных рабочих органов экскаваторов.

На основании данных о величине погонной энергии удара, необходимой для эффективной работы гидроударных устройств, определяется энергия единичного удара (табл. 3.4).

Энергия, приходящаяся на один зуб ковша экскаватора

| Число ударов динамического плотного | Энергия, приходящаяся на зуб ковша экскаватора, Дж | |
|-------------------------------------|--|---------|
| | Марка и модель экскаваторов | |
| | | |
| | Ширина зубьев в ковше экскаватора, см | |
| | 7 | 9 |
| 40...150 | 90.-140 | 90.-180 |
| 110...230 | 140-.210 | 180.270 |
| 170.300 | 210.280 | 270.360 |
| 220.360 | 280.350 | 360.450 |

На начальном этапе проектирования гидроударников ковша активного действия необходимое значение энергии, развиваемой его пневмоаккумулятором, можно определить по формуле /13, 15/:

$$W_a = \frac{T}{\eta_{\text{раз}}}, \quad (3.15)$$

где W_a - энергия, развиваемая пневмоаккумулятором гидроударника,

Дж; T - энергия единичного удара, $T = T_{\text{пог}} \cdot b$, здесь b - ширина зуба,

см; $\eta_{\text{раз}}$ - КПД разгона гидроударного устройства, учитывающий

потери энергии на перетекание жидкости и механическое трение при разгоне бойка, $\eta_{\text{раз}} = 0,6 \dots 0,8$.

Энергия, развиваемая пневмоаккумулятором, зависит от его параметров и записывается следующим образом:

$$W_a = \frac{p_{\Gamma 1} \cdot V_{\Gamma 1}}{n-1} \cdot \left(\frac{E_{\Gamma}^n - E_{\Gamma}}{E_{\Gamma}^n} \right), \quad (3.16)$$

где W_a - энергия пневмоаккумулятора, Дж; $p_{\Gamma 1}$ - максимальное давление

сжатого газа в пневмоаккумуляторе, Па; $V_{\Gamma 1}$ - объем, занимаемый газом при давлении, м^3 ; n - показатель политропы, $n = 1,25 \dots 4$; E_{Γ} - степень сжатия газа, $E_{\Gamma} = 1,5 \dots 3,5$.

Степень сжатия газа определяется по формуле

$$E_{\Gamma} = \frac{V_{\Gamma 0}}{V_{\Gamma 1}}, \quad (3.17)$$

где $V_{\Gamma 0}$ - начальный объем, занимаемый газом пневмоаккумулятора

гидроударного устройства, м^3 .

Объемы $V_{\Gamma 1}$ и $V_{\Gamma 0}$ рассчитываются по формуле /15, 26/:

$$V_{\Gamma 1} = \frac{\pi D^2}{4} l_1, \quad (3.18)$$

где D - диаметр поршня пневмоаккумулятора, м; l_1 - длина цилиндра гидроударного устройства, м.

$$V_{\Gamma 0} = \frac{\pi D^2}{4} (l_1 + l), \quad (3.19)$$

где l - ход подвижных частей гидроударного устройства ковша, значение l можно принимать 0,05...0,1 м.

Подставив значения $V_{\Gamma 0}$ и $V_{\Gamma 1}$ в формулу (3.17), получим

$$l_1 = \frac{l}{E_{\Gamma} - 1}. \quad (3.18)$$

Максимальное давление газа зависит от давления зарядки пневмоаккумулятора и определяется выражением

$$p_{\Gamma 1} = p_{\Gamma 0} \cdot E^n, \quad (3.19)$$

где $p_{\Gamma 0}$ - давление зарядки, $p_{\Gamma 0} \geq 0,5 \dots 1,5$ МПа.

Приравняв выражения (3.15) и (3.16), получим формулу для определения объема, занимаемого газом при давлении:

$$V_{\Gamma 1} = \frac{T}{\eta} \left(\frac{E_{\Gamma}^n}{E_{\Gamma}^n - E_{\Gamma}} \right) \frac{n-1}{P_{\Gamma 1}}. \quad (3.20)$$

Подставив значение $V_{\Gamma 1}$, например, в формулу (3.18), получим

зависимость для определения диаметра поршня пневмоаккумулятора гидроударного устройства :

$$D = 2 \sqrt{\frac{V_{Г1}}{\pi l_1}} . \quad (3.21)$$

По результатам исследования математической модели ковша активного действия выявлено, что рациональные значения диаметра поршня пневмоаккумулятора гидроударного устройства ковша активного действия составляют 0,06.. 0,10 м при изменении массы подвижных частей гидроударного устройства от 10 до 50 кг.

Диаметр хвостовика инструмента гидроударника ковша активного действия (табл. 3.5) можно определить из уравнений регрессии /15, 18/ следующим образом:

$$d(T) = a_0 + a_1 \cdot T + a_2 \cdot T^2, \quad (3.22)$$

где T - энергия единичного удара, Дж; a_0, a_1, a_2 - коэффициенты; $a_0 = 49,17$; $a_1 = 0,0354$; $a_2 = -2,885 \cdot 10^{-6}$

Таблица 3.5

Диаметр хвостовика инструмента гидроударника ковша активного действия

| Энергия, приходящаяся зуб ковша экскаватора, Дж | Диаметр хвостовика инструмента, м | | | |
|--|-----------------------------------|-------------|-------------------|-------------|
| | Марка и модель экскаваторов | | | |
| | ЭО-2621 и ЭО-3322 | | ЭО-4124 и ЭО-4321 | |
| | расчетный | рекоменд. | расчетный | рекоменд. |
| 90.180 | 0,052.0,055 | 0,053.0,056 | 0,052.0,056 | 0,053.0,056 |
| 180.270 | 0,055.0,057 | 0,056.0,057 | 0,056.0,058 | 0,056.0,060 |
| 270.360 | 0,057.0,059 | 0,057.0,060 | 0,058.0,062 | 0,060.0,063 |

| | | | | |
|---------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| 360.450 | 0,059.0,061 | 0,060.0,063 | 0,062.0,064 | 0,063.0,065 |
|---------|-------------|-------------|-------------|-------------|

Таблица 3.6

Масса подвижных частей гидроударного устройства ковша активного действия

| Энергия, приходящаяся на зуб ко экскаватора Г, Дж | Масса подвижных частей, кг | |
|--|-----------------------------|-------------------|
| | Марка и модель экскаваторов | |
| | ЭО-2621 и ЭО-3322 | ЭО-4124 и ЭО-4321 |
| 90.180 | 2,18.4,37 | 2,81.5,62 |
| 180.270 | 4,37.6,56 | 5,62.8,44 |
| 270.360 | 6,56.8,75 | 8,44.11,25 |
| 360.450 | 8,75.10,93 | 11,25.14,06 |

Примечание. Скорость подвижных частей в момент удара равна 8 м/с.

Масса подвижных частей гидроударного устройства ковша (табл. 3.6) определяется исходя из требуемой энергии единичного удара и

скорости подвижных частей в момент удара ($m = 2T/V_1^2$).

Время идеального рабочего цикла гидроударного устройства (без учета времени задержки взвода) определяется по формуле /15, 26/:

$$T_{\text{ц}} = t_{\text{хх}} + t_{\text{рх}}, \quad (3.23)$$

где $T_{\text{ц}}$ - время цикла, с; $t_{\text{хх}}$ - время холостого хода, с; $t_{\text{рх}}$ - время рабочего хода, с.

Коэффициент асимметрии рабочего цикла k_a находится по формуле

$$k_a = \frac{t_{xx}}{t_{px}} \quad (3.24)$$

В расчетах коэффициент $k_a=5...10$.

Время холостого хода определяется из выражения

$$t_{xx} = \frac{S_B \cdot l}{Q_1} \quad (3.25)$$

где t_{xx} - время холостого хода, с; S_B - рабочая (эффективная) площадь взводящей полости, m^2 ; Q_1 - расход рабочей жидкости, равный подаче насоса базовой машины, m^3/c .

С учетом формул (3.24) и (3.25) время цикла равно:

$$T_{ц} = \frac{S_B \cdot l}{Q_1} \cdot \left(1 + \frac{1}{k_a} \right) \quad (3.26)$$

Рабочую площадь взводящей полости можно определить по формуле

$$S_B = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad (3.27)$$

Частота ударов в минуту находится выражением

$$n = \frac{60}{T_{ц}} \quad (3.28)$$

Эффективная ударная мощность определяется по формуле

$$N_{уд} = \frac{W_a}{T_{ц}} \quad (3.29)$$

Длину ударного блока (табл. 3.8) можно рассчитать по формуле

$$L = \frac{4 \cdot m}{\pi d^2 \cdot \rho}, \quad (3.30)$$

где d — диаметр хвостовика инструмента гидроударного устройства ковша, м; ρ - плотность материала корпуса, кг/м³.

Масса корпуса гидроударных устройств в ковше активного действия определяется по формулам

$$m_k = \pi/4 \left[\begin{array}{l} (d_k^2 - D^2)(l_k - l_1) + (d_k^2 - d^2) \cdot l_1 + D^2 \sigma_{дн} \end{array} \right] \cdot \rho_m k_k, \quad (3.31)$$

где m_k - масса корпуса гидроударного устройства, кг; d - диаметр хвостовика инструмента, м; D - диаметр поршня пневмоаккумулятора, м (см. табл. 3.5); l_k - длина корпуса гидроударного устройства, м; l_1 - конструктивный параметр (длина), м; d_k - диаметр корпуса гидроударного устройства, $d_k = D + 2\sigma_{ст}$, здесь $\sigma_{ст}$ - толщина стенки корпуса гидроударного устройства, м; $\sigma_{дн}$ - толщина днища корпуса, м; ρ_m - плотность материала корпуса, кг/м³;

k_k - коэффициент, учитывающий крепежные элементы и другие детали, $k_k = 1,1$.

$$\sigma_{дн} = 0,433 \sqrt{P_{max} / [\sigma]} \quad (3.32)$$

где P_{max} - максимальное давление жидкости, МПа,

$$P_{max} = (1,25 \dots 1,3) P_n,$$

здесь P_n - номинальное давление в гидросистеме экскаватора, МПа;

$[\sigma]$ - допускаемое напряжение на растяжение материала корпуса, МПа.

Масса гидроударного устройства определяется по формуле

$$m_{\text{Гу}} = m + m_{\text{к}}, \quad (3.33)$$

где m - масса подвижных частей гидроударного устройства, кг (см.

табл. 3.6); $m_{\text{к}}$ - масса корпуса гидроударного устройства, кг.

Результаты расчета основных параметров гидроударных устройств

в ковше активного действия приведены в табл. 3.7.

Таблица 3.7

Рекомендуемые значения параметров гидроударных устройств

| Параметр | Марка и модель экскаваторов | |
|-------------------------------|-----------------------------|-------------------|
| | ЭО-2621 и ЭО-3322 | ЭО-4124 и ЭО-4321 |
| Масса корпуса, кг | 3.30 | 5.55 |
| Длина корпуса, м | 0,25.0,45 | 0,27.0,52 |
| Диаметр корпуса, м | 0,078.0,146 | 0,092.0,173 |
| Толщина днища корпуса, м | 0,011.0,020 | 0,012.0,023 |
| Толщина стенки корпуса, м | 0,004.0,008 | 0,006.0,012 |
| Длина ударного блока, м | 0,4.1,79 | 0,5.1,84 |
| Масса ударного устройства, кг | 5.40 | 10.67 |

Примечание. Энергия единичного удара равна 90.450 Дж.

Оптимальное количество гидроударных устройств определяется исходя из технических характеристик гидравлических экскаваторов /34/:

$$n_{\text{б}} = \frac{b_{\text{к}} + s_1}{b + s_1}, \quad (3.34)$$

где b_k - ширина ковша, м; b - ширина ударного зуба, м; s_1 - расстояние между осями ударных зубьев, м, $s_1 = (2 \dots 4) b$.

Ширина ударного зуба выбирается с учетом конструктивных особенностей гидроударного устройства:

$$b = D + 2\sigma_{ст}, \quad (3.35)$$

где D - диаметр поршня пневмоаккумулятора, м; $\sigma_{ст}$ - толщина стенки корпуса ударного устройства, м.

$$\sigma_{ст} = \frac{P_{max} \cdot D}{2[\sigma]}, \quad (3.36)$$

где P_{max} - максимальное давление жидкости, МПа,

$$P_{max} = (1,25 \dots 1,3) P_n,$$

здесь P_n - номинальное давление в гидросистеме экскаватора, МПа; $[\sigma]$ - допускаемое напряжение на растяжение материала корпуса, МПа.

Рациональное количество зубьев ковша активного действия экскаватора в результате расчетов принимается равным 3 у экскаваторов I-III размерных групп и 4 у экскаваторов IV размерной группы.

Глубина внедрения инструмента, время удара гидроударного устройства определяются по формулам.

Объем разрушенной зоны грунта гидроударниками ковша определяется по формуле

$$V_p = \frac{n_0 2Tk_\alpha E}{k_s C^2}, \quad (3.37)$$

где n_b - количество гидроударных устройств в ковше активного действия экскаватора.

Энергоемкость разрушения грунта несколькими гидроударными устройствами можно определить по выражению [16, 17, 26]:

$$E_p = \frac{k_s C^2}{2k_\alpha E} \quad (3.38)$$

В результате расчета определяются параметры, характеризующие работу ударных устройств в ковше активного действия.

Анализ результатов исследования математической модели рабочего процесса гидроударного устройства показал, что факторами, в значительной степени влияющими на скорость удара подвижных частей, являются масса бойка и давление зарядки газа пневмоаккумулятора. Получены уравнения регрессии, позволяющие определять значения параметров удара (скорости удара) в зависимости от влияющих факторов (массы подвижных частей гидроударного устройства и давления зарядки газа пневмоаккумулятора) и прогнозировать основные параметры гидроударных устройств, сокращать время и средства на проведение экспериментальных исследований:

$$v = 6,97 - 2,11m + 2,64p_{го} - 0,38mp_{го} + 0,51m^2 - 0,92p_{го}^2, \quad (3.39)$$

где v - скорость удара гидроударника ковша; m - масса бойка, $p_{го}$ - давление зарядки газа пневмоаккумулятора.

Выводы по главе:

1. Анализ технических характеристик и основных параметров гидравлических экскаваторов показывает возможность применения ковшей активного действия в качестве активных рабочих органов экскаваторов.

2.Использование одноковшовых экскаваторов, оснащенных сменными рабочими органами ударного действия, позволяет производить полную разработку (рыхление и экскавацию) без привлечения дополнительных средств механизации.

3.Элементной базой любого одноступенчатого гидроделителя является унифицированный модуль, в состав которого входят запорно-регулирующий орган, входной и выходной дроссели и корпус, в котором находится командная камера. В зависимости от расхода рабочей жидкости в качестве регулирующих органов делителей могут использоваться золотники, плунжеры, мембраны. В качестве двухпоточного делителя могут выступать также спаренные дроссели и т.д.

4.Анализ полученного соотношения с использованием второго следствия из теорем подобия позволяет разработать зависимости перехода от модели к оригиналу по силовым и энергетическим параметрам с компенсацией ошибки на несоблюдение соответствующих критериев подобия. Важным ограничением использования этого метода является требование сохранения качественного подобия процесса при нарушении в некоторых пределах величин определяющих критериев подобия.

5.Формулы перехода формируются с учетом различия характера действующих на систему со стороны грунта сил сопротивления. Силы отделения грунта от массива (силы когезии) и сцепления грунта со стальной поверхностью ковша (силы адгезии) пропорциональны квадрату обобщенного линейного размера системы. Эта система сил именуется двухмерной системой. Силы сопротивления перемещению призмы волочения перед инструментом (ковшом) и силы веса стружки грунта и грунта в ковше представляют силы, пропорциональные кубу линейного размера. Эту систему сил называют трехмерной системой.

б. Анализ уравнения регрессии позволяет сделать вывод о том, что максимальное значение скорости удара достигается при минимальной массе бойка и максимальном давлении зарядки газа пневмоаккумулятора гидроударного устройства ковша активного действия.

4.ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПРИМЕНЕНИЯ АКТИВНЫХ РАБОЧЫХ ОРГАНОВ ГОРНЫХ МАШИН ДЛЯ РАЗРАБОТКИ РАЗНОПРОЧНЫХ ПОРОД.

4.1 Рекомендации по применению пневмогидроударных устройств на активных ковшах

Нами было произведено анализ техники и технологии эксплуатации действующих горных предприятий республики, основные показатели работы экскаваторов с активным исполнительным органом, а также состояние и перспективы развития их в развитых горно-добывающих зарубежных странах.

Целью исследований являлось оценка применения экскаваторов с активным ковшом для разработки пород верхней и внутренней вскрыши с твёрдыми включениями Джерой-Сардаринского месторождения фосфоритов без применения подготовки горных пород к выемке буровзрывным способом.

В настоящее время ведутся исследования в области модернизации конструкции существующих ковшей экскаваторов типа ЭКГ-5В с пневмоударным механизмом и создания ковшей активного действия, использующих в качестве привода гидроцилиндры и гидроударные рабочие органы[1,2]. Гидроцилиндры позволяют создать на режущих кромках зубьев высокие удельные давления, что ведет к существенным локальным напряжениям в массиве с дальнейшим его разрушением/б/.

Применение гидроударного рабочего оборудования на канатных и гидравлических экскаваторах, являющихся одними из ведущих многофункциональных горных машин в республике и за рубежом, повышает эффективность работы машин при разработке разнопрочных горных пород, разрушении скальных пород и мерзлого грунта.

Работа ковша происходит следующим образом. При внедрении ковша в прочный массив под действием силы $P_{гц}$ и возникновении усилий выше

определенной величины происходит остановка движения корпуса ковша ввиду недостаточности усилия, развиваемого гидроцилиндром привода ковша.

При остановке движения ковша из-за недостаточного усилия на всем режущем периметре ковша предлагается сосредоточение этого усилия на зубьях. Зубья приводятся в движение гидроцилиндрами, которые способны обеспечить усилие на зубьях такое же, как гидроцилиндр привода ковша на всем режущем периметре.

Для интенсификации производственных процессов в разработке разнопрочных горных пород на рабочих органах широко используются гидравлические ударные устройства, представляющие механизм, в котором энергия жидкости генерируется в импульсы силы определенной частоты и интенсивности, воздействующие на некоторую обрабатываемую среду. Наибольшее применение они находят в качестве активных рабочих органов горных и других машин / 3 /.

Активизация рабочих органов путем приложения различного рода импульсных нагрузок обеспечивает создание высоких динамических усилий, достаточных для эффективной разработки среды (мерзлого грунта, разрушения негабаритов, асфальтобетонных покрытий), уплотнения грунта/ 1, 4 /.

Применение в конструкции гидроударного оборудования, в том числе и ковшах активного действия экскаваторов, блока управления с мембранным запорно-регулирующим элементом представляется перспективным, так как упрощается конструкция гидроударника, повышается технологичность конструкции, появляется возможность регулирования частоты ударов и энергии удара и т.д./1,4,5/.

Проведен анализ конструкций гидроимпульсных устройств, используемых в качестве активных рабочих органов и перспективные схемы совместной работы гидроударных устройств, для управления рабочим циклом которых

используются блоки управления рабочим циклом с мембранными запорно-регулирующими элементами.

Гидравлические ударные устройства условно можно разделить на три группы: гидромеханические - привод ударной части (бойка) осуществляется от гидродвигателя (гидроцилиндра или гидромотора) через промежуточную механическую передачу; гидравлические (гидромолоты двойного действия, СП-70, СП-62, СО1-136) - движение ударной части происходит за счет рабочей жидкости, подаваемой насосом базовой машины; гидропневматические (ГПМ-120, ГПМ-120А, ГПМ-200, ГПМ-300, СП-71 КФ ВНИИСДМ) - взвод ударной части совершается рабочей жидкостью, а рабочий ход происходит за счет энергии сжатого газа пневмоаккумулятора/2,3/.

Потребность обеспечения совместной работы нескольких гидроударных устройств в ковше активного действия посредством деления потока жидкости на n частей обусловила поиск и разработку многопоточного гидроделителя. Необходимо отметить, что существует многообразие различных конструктивных решений гидроделителей отечественного и зарубежного типов, как, например, делительные клапаны английских фирм “Highdrolix and Newmaties”, “Fluid Control Inc”, “Lockhid Precigion Produkt”, американской фирмы “Bendisk Corporation”, немецкой “Willi Vogel”, шведской “СКФ” и др. Широкое применение находят делительные клапаны конструкции ВНИИгидропривода.

Гидропневмоударное устройство имеет, как правило, три полости: газовую (пневмоаккумуляторную), взводящую и сливную. После окончания холостого хода взводящая полость соединяется со сливной и под действием энергии сжатого газа пневмоаккумулятора подвижные части (боек) гидропневмоударника совершают рабочий ход - нанесение удара. Полость взвода соединяется со сливной полостью при помощи распределительных устройств (блоков управления рабочим циклом): золотника, втулки управления и др.

Первый тип гидроударных устройств конструктивно проще, так как включает только две основные полости. Гидроударные механизмы подобного типа применяют при незначительной энергии удара, так как при повышении энергии удара возрастают рабочие объемы жидкости, что увеличивает ее скорость в сливной гидролинии, потери давления и снижает КПД ударного устройства. Гидроударные устройства второго типа позволяют значительно снизить скорость жидкости в сливной гидролинии, тем самым улучшая энергетические параметры гидропневмоударников.

На рис.4.1. представлены обобщенные гидрокинематические схемы гидроударных устройств: на рис. 4.1., а,б показаны схемы гидропневматических ударных устройств, а на рис. 4.1, в - гидравлических двойного действия. Блоки управления рабочим циклом, осуществляющие распределение потоков жидкости в гидроударнике, представлены в виде гидрораспределителя, позиции которого соответствуют: В - взводу бойка (подвижных частей), Т - торможению, Р - рабочему ходу бойка.

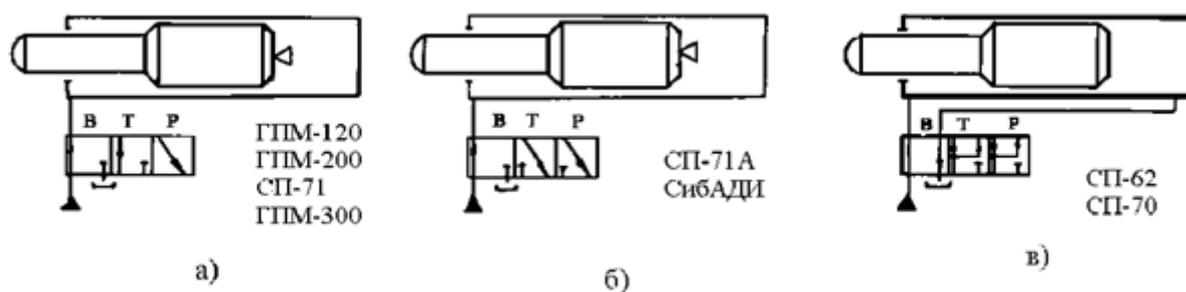


Рис.4.1. Обобщенные гидрокинематические схемы гидроударных устройств

В качестве упругого запорно-регулирующего элемента в различных конструкциях гидроударников могут использоваться цилиндрические оболочки, кольца, плоские пластины, выполняемые из различных материалов.

Отличием беззолотниковых гидравлических ударных устройств, (гидроударных устройств с мембранными запорно-регулирующими элементами

(МЗРЭ)), разработанных в СибАДИ, является применение упругого запорно-регулирующего элемента в распределительном узле (блоке) управления рабочим циклом устройства. Распределительный узел обеспечивает изменение направления движения жидкости в гидроударнике при холостом ходе (взводе) бойка и при его рабочем ходе (разгоне).

Конструктивная схема беззолотникового гидроударника с цилиндрическим запорно-регулирующим элементом /6/ представлена на рис. 4.2.

Гидроударник состоит из корпуса 1, подвижных частей 2, цилиндрического упругого запорно-регулирующего элемента 3, стакана 4, пневмоаккумуляторной полости А, взводящей полости В, сливной полости С, дросселей Д1 и Д2. Управляющая полость У образована наружной поверхностью упругого элемента 3 и внутренней поверхностью стакана 4. На поршне взводящей полости В имеется кольцевая проточка управления упругим элементом. При холостом ходе подвижных частей (взводе бойка) происходит разобщение взводящей полости В и сливной С за счет перекрытия упругим запорно-регулирующим элементом 3 каналов В и С. В конце взвода управляющая полость У соединяется со сливной гидролинией через проточку на поршне взводящей полости В. Давление над упругим элементом 3 падает, он деформируется в радиальном направлении (расширяется), образуя кольцевой канал, который соединяет взводящую полость В со сливной С/4/.

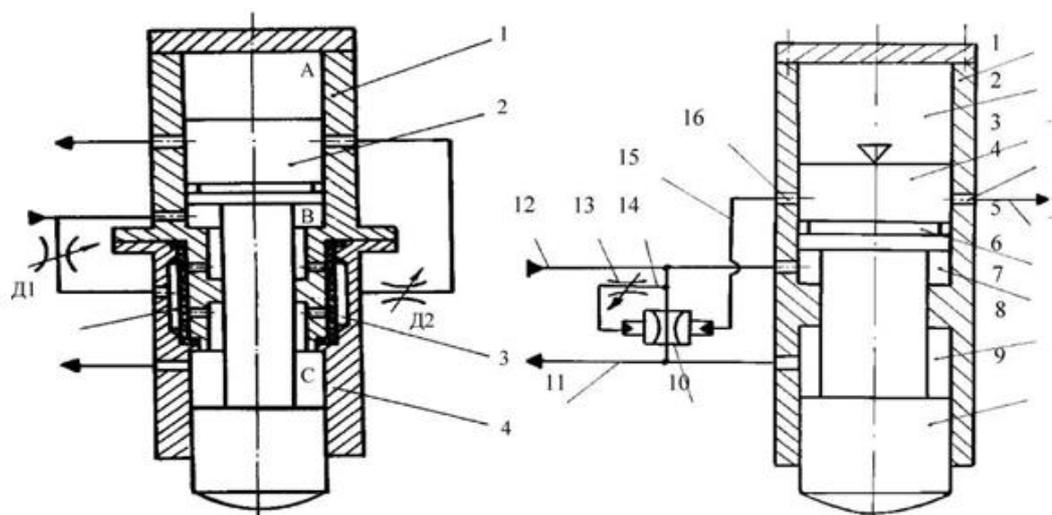


Рис.4.2. Конструктивные схемы беззолотниковых гидроударников :

1 - корпус; 2 - подвижные части; 3 - цилиндрический упругий запорно-регулирующий элемент; 4 - стакан

За счет энергии сжатого газа пневмоаккумулятора А совершается рабочий ход подвижных частей, заканчивающийся ударом инструмента по обрабатываемому грунту.

Дроссели Д1 и Д2 являются регулировочными, обеспечивающими необходимый режим работы устройства. Далее рабочий цикл повторяется.

В последующих схемах беззолотниковых гидроударников распределительный узел управления рабочим циклом с цилиндрическим упругим запорно-регулирующим элементом располагается вне корпуса гидроударника отдельным модулем / 1 /.

Указанные схемы гидроударников с цилиндрическими упругими запорно-регулирующими элементами отличаются увеличенным объемом управляющей полости, что ограничивает возможности повышения их быстродействия, частоты ударов.

На рис. 4.3.а изображен распределительный узел с открытым кольцевым проходным сечением 13 для перетекания рабочей жидкости при рабочем ходе бойка гидроударника, а на рис. 4.3,б изображен распределительный узел беззолотникового гидроударника с закрытым кольцевым проходным сечением.

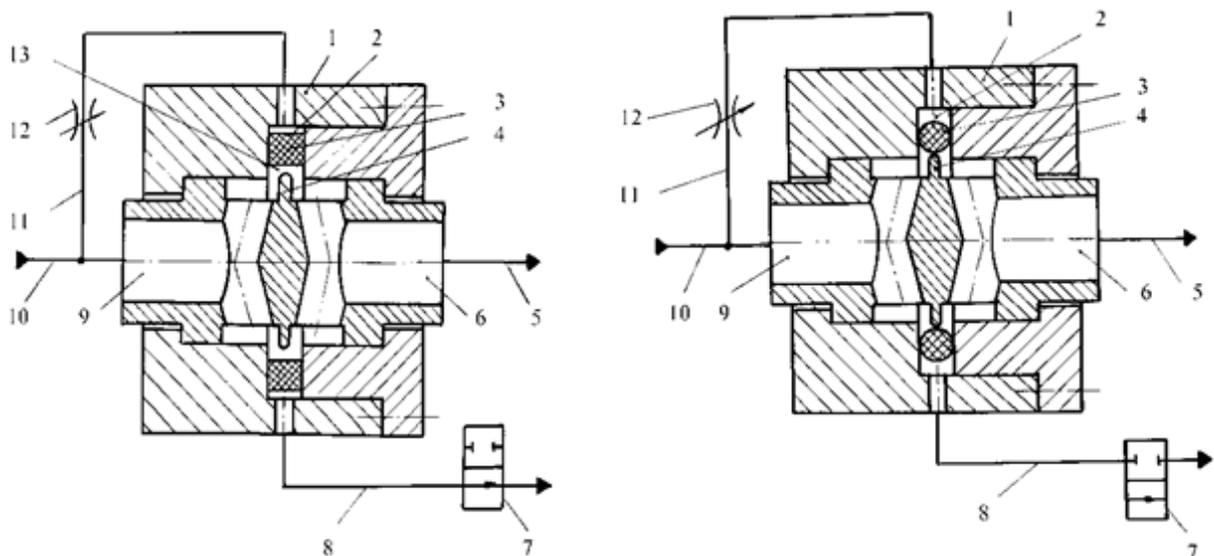


Рис. 4.3. Кольцевой распределительный узел беззолотникового гидроударника (а-проходное сечение открыто;б- проходное сечение закрыто):

1 - корпус; 2 - управляющая полость; 3 - упругий элемент (прямоугольного сечения); 4 - разделитель; 5 - сливная гидролиния; 6 - канал отвода жидкости; 7 - распределитель; 8 - гидролиния; 9 - канал подвода жидкости; 10 - напорная гидролиния; 11 - гидролиния; 12 - дроссель; 13 - кольцевое проходное сечение

Распределительные узлы беззолотниковых гидроударников обладают малой инерционностью, хорошо komponуются в конструкцию гидроударника. При этом появляется возможность использования блочно-модульного принципа проектирования гидроударников.

Научно-исследовательские разработки показали, что успешное создание рабочих органов активного действия для горных и дорожностроительных машин возможно лишь при условии правильного выбора их параметров на основе учета условий эксплуатации, особенностей процесса ударного разрушения разнопрочного грунта.

Расчет ковша активного действия экскаватора необходим для получения его рациональных параметров для обеспечения наиболее эффективной разработки мерзлых и разнопрочных грунтов.

К основным параметрам гидравлических ударных устройств в ковше активного действия относятся энергия единичного удара, масса ударной (подвижной) части (бойка), частота ударов, коэффициент полезного действия, масса гидроударника, эффективная мощность. При этом необходимо учитывать возможную компоновку ГУ в ковше и габаритные, массовые характеристики ковшей экскаваторов. Выбор вида функции, определение коэффициентов уравнения, значений абсолютных погрешностей производился с помощью современных инструментальных математических средств программой EXCEL/6/.

Рекомендуемые приближенные численные значения погонной энергии можно рассчитать по формуле

$$T_{\text{пог}}=aC^2+bC+d, (4.1)$$

где $T_{\text{пог}}$ - погонная энергия удара, Дж/см; C - число ударов

плотномера Дорнии; a, b, d - коэффициенты, зависящие от вида грунта.

Для обеспечения эффективной разработки мерзлых и прочных грунтов при проектировании ковшей активного действия необходимо

соблюдение условия, при котором $T_{\text{пог}} \geq [T_{\text{пог}}], (4.2.)$

где $[T_{\text{пог}}]$ -допускаемая погонная энергия удара для определенного вида грунта, Дж/см.

Анализ графических зависимостей, приведенных на рис. 5, позволяет сделать вывод о том, что погонная энергия удара увеличивается с увеличением прочности для всех видов грунта.

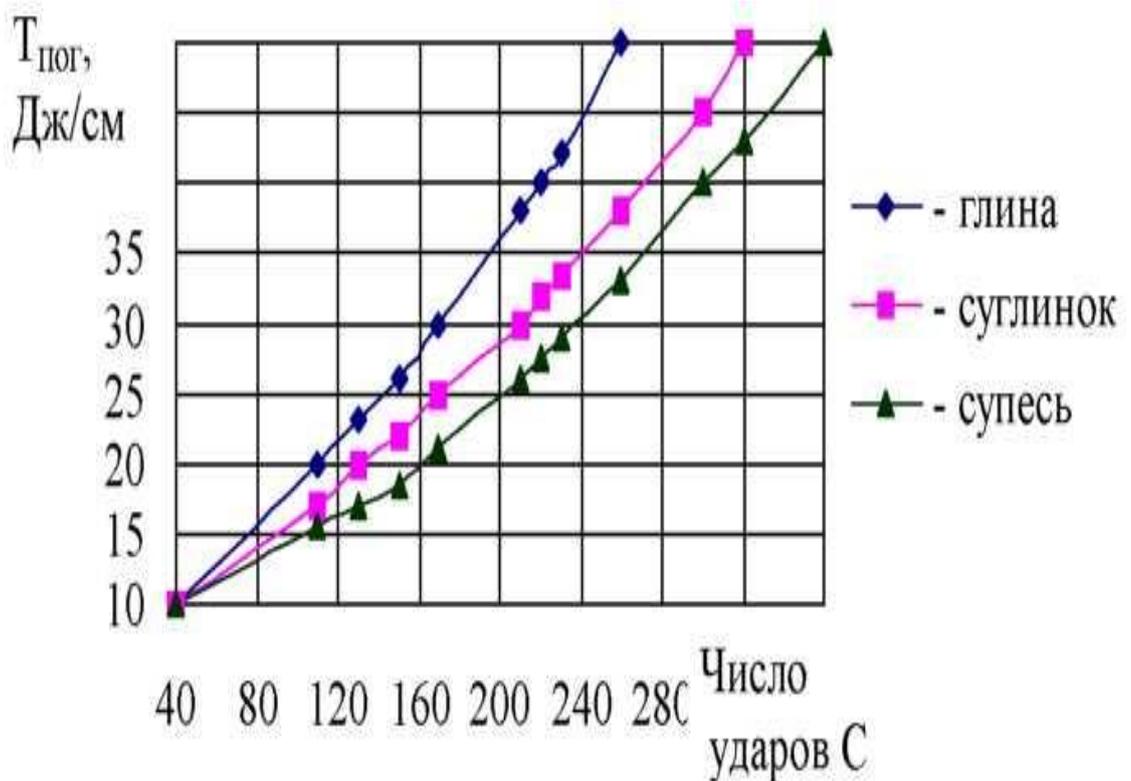


Рис.4.4. Зависимость погонной энергии удара от числа ударов динамического плотномера для различных видов грунтов

Найденные зависимости основных параметров ковша активного действия экскаватора являются не только базой для проектирования ковшей к существующим экскаваторам, но и средством прогнозирования параметров ковшей для перспективных моделей экскаваторов.

Необходимо отметить, что зависимость (4.1) также полезна при оценке возможности использования ковша на различных грунтах, т.е. при известной энергии удара, приходящейся на один зуб и известной ширине инструмента, представляется возможность спрогнозировать эффективность работы данного ковша на различных видах грунта.

Энергия, приходящаяся на один зуб ковша экскаватора

| Число ударов С динамического плотномера | Энергия, приходящаяся на зуб ковша экскаватора, Дж |
|---|--|
| | Марка и модель экскаваторов |
| | Ширина зубьев в ковше экскаватора, см |
| | 9 |
| 40...150 | 90.-180 |
| 110...230 | 180.-270 |
| 170...300 | 270.-360 |
| 220...360 | 360.-450 |

По результатам исследования математической модели ковша активного действия выявлено, что рациональные значения диаметра поршня пневмоаккумулятора гидроударного устройства ковша активного действия составляют 0,06.. 0,10 м при изменении массы подвижных частей гидроударного устройства от 10 до 50 кг.

4.2 Технологическая схема разработки массива равнопрочных пород экскаватором с активным рабочим органом.

Прочность горных пород Джерой-Сардаринского месторождения карьера Ташкура является основным фактором для выбора типа выемочно-погрузочного оборудования. Развитие экскавационной техники для открытых горных работ характеризуется появлением новых выемочно-погрузочных машин нетрадиционного конструктивного исполнения и технологического использования. Этот новый тип машин получил на западе название «Серфис Майнер» (СМ). В странах СНГ их называют машинами фрезерного типа.

Для подготовки и разработки скальных и мерзлых грунтов применяют также ковши прямых и обратных лопат экскаваторов с зубьями активного действия.

Конструктивные особенности экскаватора ЭКГ 5В

Экскаватор ЭКГ-5В на базе серийного -ЭКГ-5А. Ковш нового экскаватора оборудован пневмоударными зубьями, обеспечивающими разрушение горной массы в процессе черпания и позволяет разрабатывать трещиноватые породы и угли малой и средней крепости без предварительного их рыхления взрывом.

Применение этой машины перспективно в тех случаях, когда проведение буровзрывных работ невозможно по экологическим или каким-либо иным причинам.

Удельный расход электроэнергии не превышает расхода при работе экскаватора с обычным ковшом

- Ковш снабжен пневмоударными зубьями, автоматически включаемыми в работу при увеличении со-противления при копании.
- Экскаватор оборудован пневмосистемой для питания молотов сжатым воздухом.

На рис. 4.5. представлен ковш с зубьями активного действия, предназначенный для механической разработки мерзлых и скальных грунтов.

Эти ковши отличаются от обычных наличием ударных зубьев с пневмомолотами, установленными в корпусе передней стенки ковша.

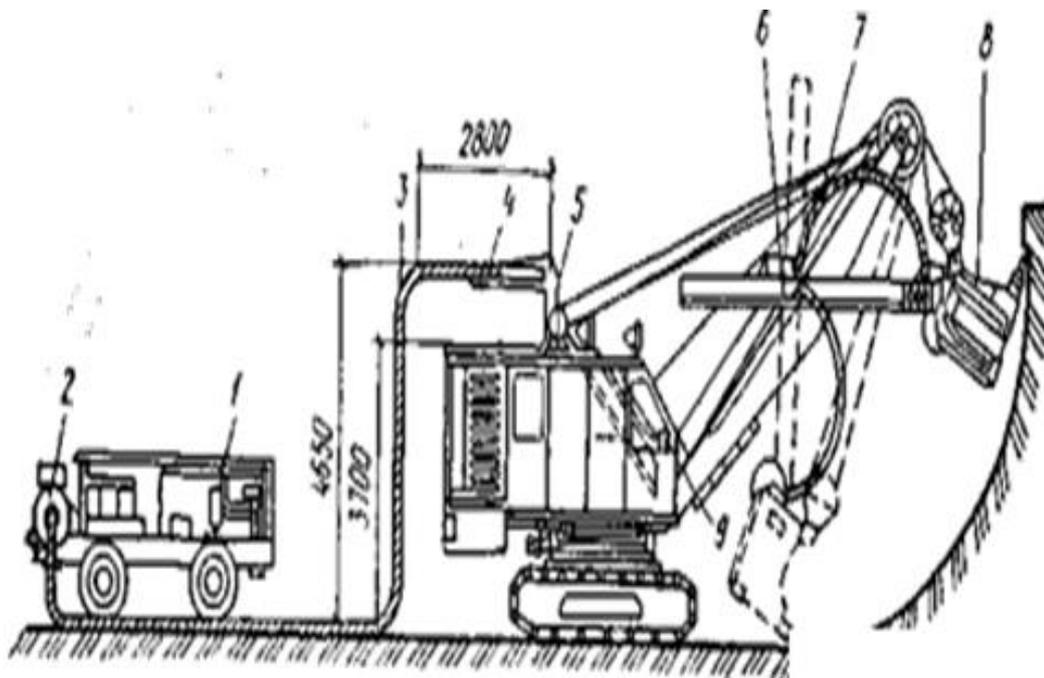


Рис. 4.5. Ковш с зубьями активного действия
 1 — компрессор; 2 — ресивер; 3 — рукав от компрессора к экскаватору; 4 — горизонтальная труба; 5 — флюгерное устройство; 6 — промежуточная опора; 7 — рукав от экскаватора к ковшу; 8 — ковш; 9 — манометр

Сжатый воздух к пневмомолотам поступает от передвижного компрессора .

Применение таких ковшей на строительстве вторых путей железных дорог позволило осуществлять работы без остановки движения. Особенно эффективно применение таких ковшей на разработке мерзлых грунтов.

Сменный ковш прямой лопаты с зубьями активного действия значительно увеличивает производительность при разработке скальных грунтов по сравнению с разработкой их отбойными молотками.

Только за два года эксплуатации экскаватора с таким ковшом удалось высвободить большое число рабочих от тяжелого ручного труда и обеспечить экономический эффект.

Таблица 4.2.

Основные технологические параметры ковшей активного действия

| Показатель | Размерная группа | | |
|---------------------------------|------------------|------|------|
| | 4-я | 5-я | 6-я |
| Масса ковша, кг | 2250 | 2480 | 2480 |
| Объем ковша, м ³ | 0,6 | 0,9 | 1,1 |
| Число пневмомолотов | 3 | 3 | 3 |
| Молот | МК-3 | МК-4 | МК-4 |
| Энергия удара, Дж | 800 | 1000 | 1000 |
| Частота ударов, с ⁻¹ | 10 | 9,5 | 9,5 |

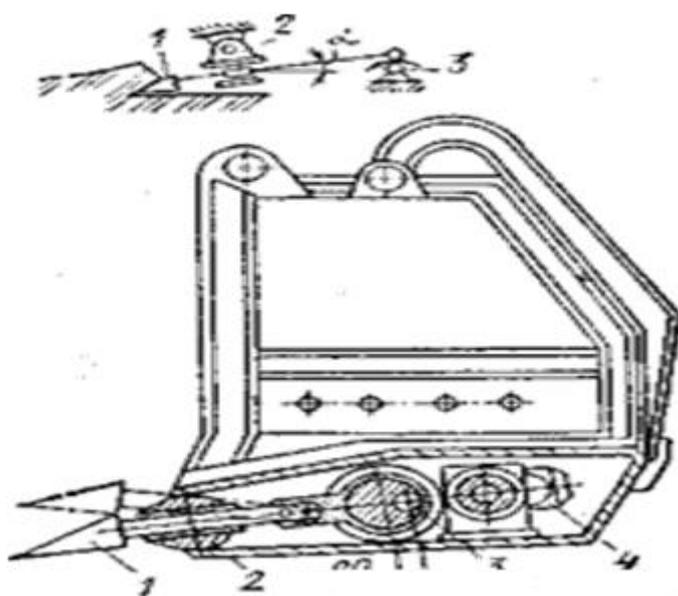


Рис. 4.6.. Ковш активного действия с зубьями ударно-отрывного разрушения грунта; 1 — зуб; 2 — ограничитель; 3 — эксцентрик; 4 — гидромотор

Ковш позволяет с достаточной точностью разрабатывать дно и откосы котлованов и траншей, допускает проведение работ в черте города и в стесненных условиях строительных площадок и действующих объектов. Ковш эффективен также для работы под водой при отрывке прибрежного котлована.

Ковш с зубьями активного действия до списания обрабатывает 800 ...850 машино-смен (6500 ... 7000 моточасов) и обеспечивает выработку 26... 28 тыс. м³ скальных пород. В зависимости от условий работы средняя производительность составляла 32...40 м³/смену.

В МИИТе был разработан и испытан ковш экскаватора активного действия с зубьями, которые совершают ударно-отрывное разрушение (рис. 4.6.). Зубья установлены в качающейся направляющей, которая дает возможность рабочей кромке ковша двигаться не только в горизонтальной плоскости, осуществляя удары, но и в вертикальной, отрывая стружку грунта.

Таблица 4.3.

Сопоставление стоимостей способов разработки скальной породы экскаваторами Э-10011Д и ЭО-4112Б

| Размерная группа экскаватора | Схема работам | Число ударов динамического плотномера | Производительность, м ³ /ч | Трудоемкость переоборудование, мин |
|------------------------------|---------------|---------------------------------------|---------------------------------------|------------------------------------|
| 3,4 | Резанием | 220 | 42 | 19 |
| 4 | - | 207 | 30 | 20 |
| 4 | Сколом | 207 | 40 | 20 |

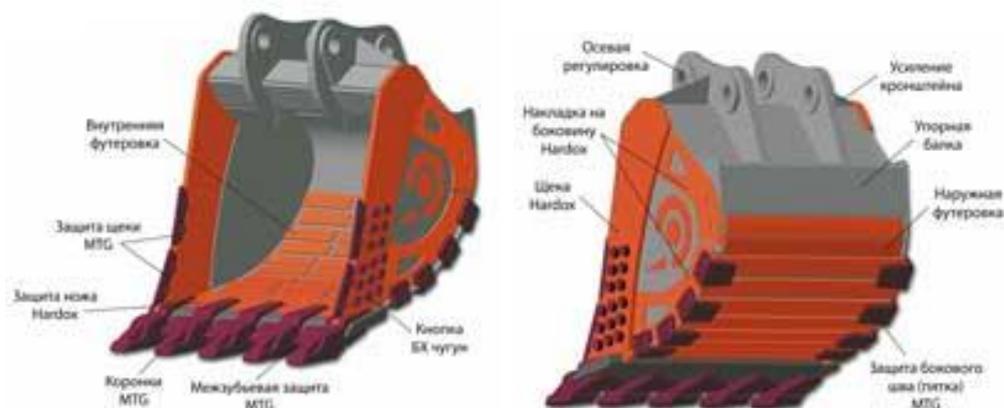
Активизация процесса разработки мерзлого грунта посредством использования ударно-отрывного рабочего органа вызывает резкое снижение горизонтальной составляющей силы резания.

Полевые испытания при сооружении траншеи показали, что ковш активного действия удовлетворительно наполняется грунтом, а вибрация способствует продвижению последнего до передней части ковша.

Без сомнения, ковш – один из главных элементов экскаватора или погрузчика. Его основная работа – это извлечение, рыхление и перемещение грунта. А все остальное «железо» – стрела, несущие рамы, двигатель,

ходовая часть и т. д. – выстраивается «вокруг» ковша. Стоит отметить, что эксплуатация ковша, особенно если речь идет о больших экскаваторах и погрузчиках, требует грамотного, квалифицированного подхода. Даже скальные ковши, выполненные из стали Hardox, без должной защиты за два-три года могут прийти в полную негодность.

Замена коронки



Оснастка компании ESCO

Защита от износа

Режущая кромка между зубьями подвержена быстрому износу и нуждается в защите. Межзубьевая защита должна сочетаться с профилем зубьев, что особенно важно для погрузчиков. Накладки защиты выполняют с креплением поверх режущей кромки, снизу или с обеих сторон сварным соединением на экскаваторах или на болтах на погрузчиках.

На нижнюю часть боковины ковша устанавливают бокорез, который выполняет резание грунта и одновременно защищает кромку боковины в месте, наиболее подверженном износу. Бокорезы сильно выступают вперед. Накладные планки предназначены только для защиты кромки боковины от износа. Боковину ковша также защищают, приваривая в ее нижней части целые стальные пластины.

Углы ковша в месте сварного соединения днища и боковины подвержены быстрому износу, для предотвращения которого используют угловые элементы, на профессиональном жаргоне – «пятки». На погрузчиках днище и сварной шов можно защитить, приварив на днище стальную пластину, выступающую за край ковша.

Производители оснастки поставляют на рынок износные планки с поперечными канавками, именуемые «шоколадками». «Пятки» служат для защиты днища и углов, их также используют в качестве межзубьевой защиты. Благодаря канавкам планку можно выгнуть в соответствии с профилем поверхности ковша.

В качестве альтернативы «шоколадкам», остатки которых со временем приходится срезать и приваривать на их место новые, производители предлагают сменные блоки. Блок состоит из основания, которое приваривают к ковшу, и адаптера, устанавливаемого на основание и закрепляемого фиксатором. Идея интересная – изношенный адаптер можно снять и поставить на его место новый, но требует повышенного внимания, чтобы не

допустить чрезмерного износа или потери адаптера и повреждения основания. У Caterpillar эти элементы называются MAWPS, у ESCO – Kwik-Lok II.

Квадратные и круглые износные блоки, называемые «таблетками», приваривают к боковинам ковша в местах, наиболее подверженных износу и ударным нагрузкам. Квадратными блоками также защищают днище ковша. Caterpillar придает круглым блокам конусообразную форму с тремя приливами и логотипом в центре. Эти формы предназначены для задержания мелкого материала, крошева, который будет дополнительно защищать поверхность от износа. На плоских квадратных блоках выполнены волнообразные углубления с той же целью. Компания ESCO производит круглые блоки с ровной гладкой поверхностью, но четырех размеров.

Для защиты ковша также используют футеровку – стальные полосы, которые приваривают как на нижнюю поверхность днища, так и на верхнюю.

Оснастка не только защищает ковш от износа, но и съедает его полезную грузоподъемность, поэтому с защитой стоит соблюдать меру.

Таким образом, правильная оснастка ковша, а именно использование качественных сменных запчастей (зубьев, коронок, систем защиты от износа), в значительной мере увеличивает срок службы изделия, существенно повышает его производительность и эффективность.

4.3. Эффективность использования машины характеризуется соотношением затрат и полученных с их помощью результатов.

Наиболее общим и полным критерием эффективности для данного класса машин является критерий приведенных затрат.

$$Z_{уд} = Z / \Pi \rightarrow \min. \quad (4.2)$$

Приведенные затраты представляют собой сумму себестоимости и нормативных отчислений от капитальных вложений в производственные фонды:

$$Z_i = C_i + E_n \cdot K_i, \quad (4.3)$$

где Z_i - приведенные затраты по i -му варианту, руб.; C_i - себестоимость разработки 100 м^3 мерзлого грунта по i -му варианту, руб.; E_n - нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, $E_n=0,15$; K_i - суммарные удельные капитальные вложения в производственные фонды на разработку 100 м^3 мерзлого грунта по i -му варианту, руб.

Расчет годового экономического эффекта выполнен по выражению

$$\mathcal{E} = (Z_1 - Z_2) \cdot A_2, \quad (4.4)$$

где Z_1, Z_2 - приведенные затраты на единицу объема работ, выполненных соответственно с применением базовой и новой техники, руб.; A_2 - годовой объем работ, выполненных с применением новой техники, м^3 .

Источниками информации при расчете экономической эффективности являются различные нормативы, методические и другие документы. Текущие затраты на выполнение технологических процессов с использованием базовой и новой техники включают следующие статьи: основную заработную плату рабочим; затраты: на выполнение ТО и ТР, отчисления на амортизацию средств механизации; затраты: на энергоносители, на смазочные материалы, рабочую жидкость для гидросистем, на перебазировку машины.

Экономическая эффективность от использования экскаватора с ковшом активного действия при разработке мерзлых грунтов обеспечивается за счет снижения себестоимости экскавации и удельных капитальных затрат,

приходящихся на единицу объема мерзлого грунта. При этом следует иметь в виду существенное упрощение организации труда за счет совмещения операций рыхления и выемки, а также сокращения количества основных землеройных машин, занятых на объекте.

Технические показатели карьера

| Наименование показателя | Ед. изм. | Величина показателя |
|--|--------------------|---------------------|
| 1. Средний коэффициент вскрыши | м ³ /т | 9,72 |
| 2. Производительность карьера по руде | | |
| Годовая | тыс.т | 1200 |
| Суточная | т | 3530 |
| 3. Производительность карьера по вскрыше | | |
| годовая | тыс.м ³ | 11660 |
| суточная | м ³ | 34300 |
| в т.ч. I вскрышной уступ (Н _у = 15м) | | |
| годовая | тыс.м ³ | 7160 |
| суточная | м ³ | 21300 |
| II вскрышной уступ-междупластье (мергель) (Н _у = 10м) | | |
| годовая | тыс.м ³ | 4500 |
| суточная | м ³ | 13000 |
| 4. Производительность карьера по горной массе | | |
| годовая | тыс.м ³ | 12260 |
| суточная | м ³ | 36100 |

Выводы по главе

1. Существенным фактором, влияющим на эффективность работы гидромолота, является энергия единичного удара. В связи с этим за показатель конструктивного совершенства ударного устройства может быть принято значение удельной энергии единичного удара, приходящейся на единицу массы гидромолота.

2. К основным параметрам гидравлических ударных устройств в ковше активного действия относятся энергия единичного удара, масса ударной (подвижной) части (бойка), частота ударов, коэффициент полезного действия, масса гидроударника, эффективная мощность. При этом необходимо учитывать возможную компоновку ГУ в ковше и габаритные, массовые характеристики ковшей экскаваторов, рациональные значения диаметра поршня пневмоаккумулятора гидроударного устройства ковша активного действия составляют 0,06.. 0,10 м при изменении массы подвижных частей гидроударного устройства от 10 до 50 кг.

3. Применение упругого запорно-регулирующего элемента для периодического сообщения взводящей и сливной полостей гидроударного устройства дает следующие преимущества по сравнению гидроударными устройствами: упрощается конструкция гидроударника; повышается технологичность конструкции; появляется возможность регулирования частоты ударов, энергии удара; повышается надежность гидроударника; снижаются требования к чистоте рабочей жидкости; улучшается ремонтоспособность.

4. Ковш с зубьями активного действия до списания отрабатывает 820 ... 910 машино-смен (6560 ... 10100 моточасов) и обеспечивает выработку 138... 152 тыс. м³ скальных пород. В зависимости от условий работы средняя производительность составляла 58...84 м³/смену в зависимости от длительности смены.

Для сопоставления вариантов конструктивных решений технического объекта на стадиях научных исследований, проектирования применяется метод сравнительной эффективности, в котором оценка осуществляется по разности текущих и разности капитальных затрат.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Анализ технических характеристик и основных параметров гидравлических экскаваторов показывает возможность применения ковшей активного действия в качестве активных рабочих органов экскаваторов.

2. Использование одноковшовых экскаваторов, оснащенных сменными рабочими органами ударного действия, позволяет производить полную разработку (рыхление и экскавацию) без привлечения дополнительных средств механизации.

3. Элементной базой любого одноступенчатого гидроделителя является унифицированный модуль, в состав которого входят запорно-регулирующий орган, входной и выходной дроссели и корпус, в котором находится командная камера. В зависимости от расхода рабочей жидкости в качестве регулирующих органов делителей могут использоваться золотники, плунжеры, мембраны. В качестве двухпоточного делителя могут выступать также спаренные дроссели и т.д.

4. Анализ полученного соотношения с использованием второго следствия из теорем подобия позволяет разработать зависимости перехода от модели к оригиналу по силовым и энергетическим параметрам с компенсацией ошибки на несоблюдение соответствующих критериев подобия. Важным ограничением использования этого метода является требование сохранения качественного подобия процесса при нарушении в некоторых пределах величин определяющих критериев подобия.

5. Формулы перехода формируются с учетом различия характера действующих на систему со стороны грунта сил сопротивления. Силы отделения грунта от массива (силы когезии) и сцепления грунта со стальной поверхностью ковша (силы адгезии) пропорциональны квадрату обобщенного линейного размера системы. Эта система сил именуется двухмерной системой. Силы сопротивления перемещению призмы

волочения перед инструментом (ковшом) и силы веса стружки грунта и грунта в ковше представляют силы, пропорциональные кубу линейного размера. Эту систему сил называют трехмерной системой.

6. Анализ уравнения регрессии позволяет сделать вывод о том, что максимальное значение скорости удара достигается при минимальной массе бойка и максимальном давлении зарядки газа пневмоаккумулятора гидроударного устройства ковша активного действия.

7. Существенным фактором, влияющим на эффективность работы гидромолота, является энергия единичного удара. В связи с этим за показатель конструктивного совершенства ударного устройства может быть принято значение удельной энергии единичного удара, приходящейся на единицу массы гидромолота.

8. К основным параметрам гидравлических ударных устройств в ковше активного действия относятся энергия единичного удара, масса ударной (подвижной) части (бойка), частота ударов, коэффициент полезного действия, масса гидроударника, эффективная мощность. При этом необходимо учитывать возможную компоновку ГУ в ковше и габаритные, массовые характеристики ковшей экскаваторов, рациональные значения диаметра поршня пневмоаккумулятора гидроударного устройства ковша активного действия составляют 0,06.. 0,10 м при изменении массы подвижных частей гидроударного устройства от 10 до 50 кг.

9. Применение упругого запорно-регулирующего элемента для периодического сообщения взводящей и сливной полостей гидроударного устройства дает следующие преимущества по сравнению гидроударными устройствами: упрощается конструкция гидроударника; повышается технологичность конструкции; появляется возможность регулирования частоты ударов, энергии удара; повышается надежность гидроударника; снижаются требования к чистоте рабочей жидкости; улучшается ремонтоспособность.

10.Ковш с зубьями активного действия до списания отрабатывает 820 ...910 машино-смен (6560 ... 10100 моточасов) и обеспечивает выработку 138... 152 тыс. м³ скальных пород. В зависимости от условий работы средняя производительность составляла 58...84 м³/смену в зависимости от длительности смены.

Для сопоставления вариантов конструктивных решений технического объекта на стадиях научных исследований, проектирования применяется метод сравнительной эффективности, в котором оценка осуществляется по разности текущих и разности капитальных затрат.

СПИСОК И ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Алексеева Т.В. Гидравлические машины и гидропривод мобильных машин /Т.В.Алексеева, Н.С.Галдин, Э.Б.Шерман: Учеб. пособие. - Новосибирск: Изд-во Новосиб. ун-та, 1994. - 212 с.
2. Активные гидроударные рабочие органы строительно-дорожных машин: Учеб. пособие / И.А.Янцен, З.А.Мулдагалиев, О.Г.Савчак. - Караганда: КарПТИ, 1983. - 95 с.
3. Алимов О.Д. Гидравлические виброударные системы /О.Д.Алимов, С.А.Басов. - М.: Наука, 1990. - 352 с.
4. А.с. 338594 СССР, МКИ Е 02 F 3/40. Ковш экскаватора/А.Ф.Кичигин, И.А.Янцен, Д.Н.Ешуткин, М.С. Овчаров, Е.И.Сафанков, О.Г.Савчак (СССР).- № 1431697/29-14; Заявлено 20.04.70; Опубл. 7.06.72. Бюл.№ 16. - 3 с.
5. А.с. 863854 СССР, МКИ Е 21 С 3/20, Е 02 F 9/22. Гидроударное устройство /Т.В.Алексеева, Э.Б.Шерман, Р.П.Кириков, С.П.Лупинос, Н.С.Галдин, В.В.Исаенко (СССР). - №2805394/22-03; Заявлено 01.08.79; Опубл. 15.09.81. Бюл. № 34. - 3 с.
6. А.с. 1352050 СССР, МКИ Е 21 С 3/20. Распределительный узел гидравлического виброударного устройства /Э.Б.Шерман, Н.С.Галдин, В.П.Радищев, Н.В.Брагинская, Л.В.Ерофеев (СССР). - №4059613/22-03; Заявлено 22.04.86; Опубл.15.11.87. Бюл. № 42. - 3 с.
7. Архипенко А.П. Гидравлические ударные машины /А.П.Архипенко, А.И.Федулов. - Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1991. - 108 с.
8. Ветров Ю.А. Машины для специальных земляных работ /Ю.А.Ветров, В.Л.Баладинский. - Киев: Вища школа, 1981. - 192 с.
9. Галдин Н.С. Основы расчета и проектирования гидроударных рабочих органов дорожно-строительных машин: Монография. - Омск: Изд-во СибАДИ, 1997. - 98 с.
10. Гидроударные системы исполнительных органов горных и строительнодорожных машин /А.С.Сагинов, А.Ф.Кичигин, А.Г.Лазуткин, И.А.Янцен. - М.: Машиностроение, 1980. - 200 с.
11. Красников Н.Д. Динамические свойства грунтов и методы их определения. - Л.: Стройиздат, 1970. - 239 с.
12. Машины ударного действия для разрушения горных пород /Д.П.Лобанов, В.Б.Горовиц, Е.Г.Фонберштейн. - М.: Недра, 1983. - 152 с.
13. Проспекты фирм ГДР, США, ФРГ, Японии, Франции, Италии, Финляндии, Швеции //Материалы Международной выставки "Стройдормаш - 81".
14. Соколинский В.Б. Машины ударного разрушения: Основы комплексного проектирования. - М.: Машиностроение, 1982. - 184 с.

15. Теоретические основы создания гидроимпульсных систем ударных органов машин / А.С.Сагинов, И.А.Янцен, Д.Н.Ешуткин, Г.Г.Певень. - Алма-Ата : Наука, 1985.- 256 с.
16. Федоров Д.И. Экскаваторные ковши активного действия / Д.И.Федоров, И.А.Недорезов, В.Г.Тайц, А.И.Федулов. - М.: Транспорт, 1974. - 224 с.
17. Федулов Д.И., Иванов Р.А. Ударное разрушение мерзлых грунтов. - Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1975. - 137 с.
18. Шишаев С.В., Федулов А.И., Маттис А.Р. Расчет и создание ковша активного действия. - Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1989.
19. Янцен И.А. Основы теории и конструирования гидропневмоударников /И.А.Янцен, Д.Н.Ешуткин, В.В.Бородин. - Кемерово: Кемеровское кн. изд-во, 1977. - 246 с.
- 20.Кучерский Н.И., Мазуркевич Е.И. «Минерально-сырьевые ресурсы НГМК» - Горный журнал 1998г.№8
- 21.Кучерский Н.И. и др. «Совершенствование процессов открытой разработки сложноструктурных месторождений эндогенного происхождения», Ташкент, «ФАН», 1998г.
- 22.Сборник научно-технических статей. «Теория и практика разработки месторождения «Мурунтау» открытым способом», Ташкент, «ФАН», 1997г.
- 23.Подэрни Р.Ю «Механические оборудования карьеров»-М.:МГГУ,2007г.

1. Интернет-сайты:

http://www.elibrary.ru/menu_info.asp – научная электронная библиотека;

<http://www.rusmet.ru> – Горный журнал;

http://www.elibrary.ru/journ_main.asp.code=520100 – электронные научные журналы горного направления;

<http://www.unilib.neva.ru> - библиотека Санкт-петербургского государственного технического университета;

<http://www.krugosvet.ru/articles/20/1002070/1002070a6.htm> - способы разработки месторождений полезных ископаемых. Энциклопедия «Кругосвет»