

УДК 622.232.32

С. А. Селивра, Т. А. Устименко,
А. Ф. Яценко , канд. техн. наук, доценты,
Донецкий национальный технический университет

РАЗРАБОТКА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МЕХАНИЗМОВ УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ РАЗЛИЧНОЙ МОЩНОСТИ

Приводится ряд исследований гидравлических ударных механизмов различной мощности: от достаточно мощных, пригодных для использования в качестве рабочих органов проходческих комбайнов, до компактных ручных механизмов. Особенностью данных разработок является отсутствие высоких требований к рабочей жидкости: в качестве энергоносителя возможно использование как водомасляной эмульсии, так и технической воды. Работоспособность приведенных схем проверена с помощью имитационного моделирования на ЭВМ и подтверждена экспериментальными данными на натурных установках.

гидравлический ударный механизм, мощность, рабочая жидкость, имитационное моделирование, эксперимент

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Механизмы ударного действия широко используются в различных промышленности. Наибольшее распространение получили ударники с электрическим, пневматическим и гидравлическим приводом. Гидравлические ударные механизмы находят все большее применение как в качестве исполнительных органов мощных гидромолотов, так и ручных машин – перфораторов и отбойных молотков. Это объясняется их неоспоримые преимущества по сравнению с пневматическими аналогами: высокая энергия удара, возможность ее регулирования в широких пределах. Однако используемые гидравлические ударные механизмы имеют существенный недостаток: в качестве носителя энергии используется индустриальное масло, а это значит, что им присущ ряд недостатков, характерных пневмосистемам (пожароопасность, загрязнение окружающей среды). Замена индустриального масла в гидросистемах на водомасляную эмульсию, а лучше – на техническую воду, устранит имеющиеся недостатки и значительно расширит область их применения.

Анализ исследований и публикаций. Анализ разрабатываемых в мировой практике промышленных ударных механизмов [1-2] показывает, что предпочтение отдается гидравлическим: в Финляндии и Голландии созданы мощные устройства для разрушения негабаритов (бутобой), в Англии – устройства для эффективного бурения скважин

на горних підприємствах. На Україні і в країнах СНГ ведуться роботи як по створенню машин, оснащених ударними механізмами великої маси і, відповідно, що володіють високою енергією удару, так і переносних і ручних машин: перфораторів і гідравлических отбойних молотків.

Постановка задачі. Основною задачею є дослідження робочих процесів гідродударних механізмів шляхом математичного моделювання з метою визначення оптимальних конструктивних і робочих параметрів

Изложение материала. В ДонНТУ розроблені опытні образці гідравлических ударних механізмів, що працюють на технічській воді, і призначених

- для виконавчих органів проходських комбайнів;
- для виконавчих органів бурових машин;
- для гідравлических отбойних молотків.

Гідравлическі ударні механізми проходських комбайнів повинні мати енергію удару не менше 500 Дж. Дослідження [3, 4, 8], показали, що при проходці вироботок з породами міцністю вище середньої найбільш ефективним є комбінований спосіб руйнування, який поєднує ударне впливання на забій з імпульсним струйним (з тиском води перед робочим насадком монітора до 30 МПа). Було показано [3], що ударні навантаження утворюють систему тріщин в горній масі, а впливання імпульсних струй води створює розтягуючі сили, що остаточно руйнує масив.

На рис. 1 приведена структурна схема гідродударного механізму комбінованого типу.

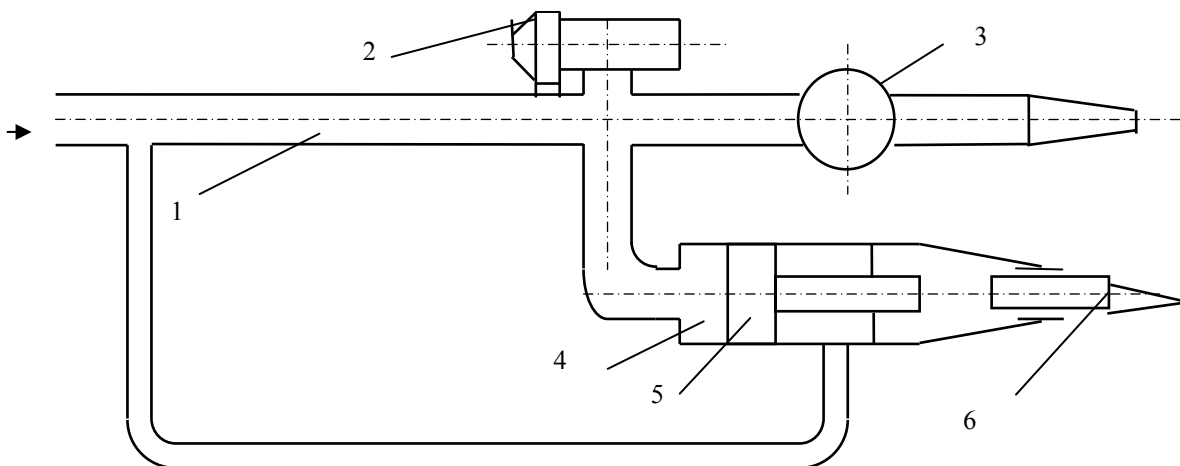


Рис. 1. Принципіальна схема гідродударного механізму комбінованого типу

Разгон жидкости в ударном трубопроводе 1 осуществляется с помощью генератора колебаний 2 и перед насадком гидромонитора 3 формируется импульсный поток жидкости высокого давления. Генератор колебаний 3 формирует импульсы высокого давления в потоке, направляемом в камеру прямого хода 4 цилиндра гидроударника. Под действием этого давления происходит перемещение поршня-бойка 5, наносящего удары по хвостовику инструмента 6. А на выходе из гидромонитора 3 создается поток жидкости высокого давления, осуществляющий струйное разрушение массива. Возвращение бойка 5 осуществляется под действием подводимого давления в камере обратного хода в фазе низкого давления в камере прямого хода.

Исследования, выполненные в ДонУГИ [4] показывают, что использование гидравлических ударных устройств в буровых машинах значительно повышает производительность бурения. Создание динамических нагрузок порядка 200 кН частотой 30 уд/с на шарошке буровых головок уменьшает в 10 раз статические усилия подачи.

Данные, приведенные в работах многих авторов [7,8,9] свидетельствуют об эффективности использования ручных гидроударных механизмов с энергией удара от 20 до 50 Дж.

Предпринятая попытка создать ручной гидроударный механизм по той же схеме, что и гидроударный механизм проходческого комбайна не увенчалась успехом. Т.к. пульсирующее давление приходилось подавать по гибким высоконапорным рукавам, то, во-первых, скорость распространения ударной волны снижалась до 250 м/с (по сравнению с требуемой 1350 м/с), что приводило к значительному снижению импульса давления, во-вторых, пульсирующее давление в системе гидроимпульсатора вызывало сильную вибрацию высоконапорных рукавов. Поэтому было принято решение о разработке ручных, переносных ударников в системе объемного гидропривода с распределительными системами, вырабатывающими сигналы управления по взаимодействию бойка с инструментом и сигналы задержки по направлению движения бойка. При этом было принято решение использовать клапанное распределение, вместо общепринятого золотникового, что позволило снизить требования к рабочей жидкости вплоть до использования технической воды.

Гидравлический ударный механизм каждого из рассмотренных типов машин, работающий в системе объемного гидропривода представляет собой сложную гидродинамическую систему, которая характеризуется большим числом (более 20) факторов. Для всесторон-

него исследования ее функционирования, выбора основных конструктивных и рабочих параметров, для выявления рациональных режимов, необходимо проведение большого числа экспериментов. Причем проведение каждого опыта будет сопряжено с изготовлением отдельных узлов и деталей устройства. Наиболее эффективным путем решения является математическое, а точнее, имитационное моделирование рабочего процесса установки. В связи с этим ставится задача математического описания рабочего процесса с целью разработки имитационного алгоритма и программы. Данный подход позволит исследовать большой объем вариантов и произвести выбор оптимальных параметров каждой из систем без проведения трудоемких экспериментов.

В качестве схемы, принятой за основу при моделировании гидроударника бурильной машины и отбойного молотка была принята показанная на рис. 2.

На схеме указаны основные узлы устройства: узел ударника с рабочим инструментом 13 и поршнем-бойком 6; узел управления с поршнем-клапаном 7, а также гидропневмоаккумулятор (ГПА) гидроударного механизма 8 и элементы гидроэнергетического снабжения: насос объемного принципа действия 1 с предохранительным клапаном 2 и емкостью для рабочей жидкости 12, ГПА 3 и напорной магистралью 4, т.е. основные структурные звенья системы, математические модели которых будут построены. При разработке математической модели были приняты следующие основные допущения: во входном сечении напорной магистрали предполагается постоянный расход рабочей жидкости; массы подвижных элементов (поршня-бойка и поршня-клапана) предполагаются сосредоточенными; волновые процессы в соединительных каналах не учитываются, гидравлические сопротивления каналов считаются сосредоточенными.

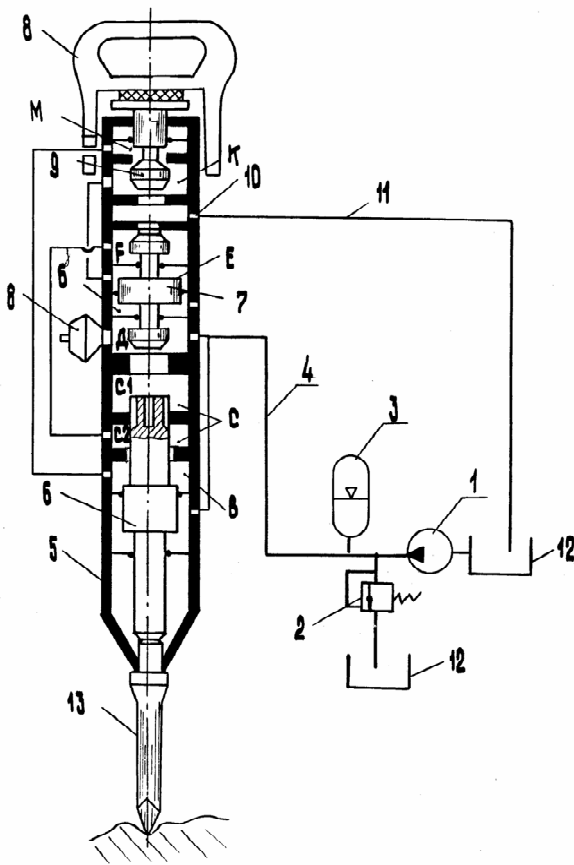


Рис.2. Принципиальная схема гидравлического ударного механизма

математические модели которых будут построены. При разработке математической модели были приняты следующие основные допущения: во входном сечении напорной магистрали предполагается постоянный расход рабочей жидкости; массы подвижных элементов (поршня-бойка и поршня-клапана) предполагаются сосредоточенными; волновые процессы в соединительных каналах не учитываются, гидравлические сопротивления каналов считаются сосредоточенными.

ми у соответствующих камер; изменения значений давления и объема воздуха в ГПА подчиняется адиабатному закону; утечки жидкости в системе отсутствуют; волновые процессы, происходящие в рабочем инструменте и бойке не учитываются.

Уравнение движения бойка имеет вид:

$$m_6 \ddot{x} = p_c S_c + p_B S_B - p_A S_A - F_{тр}, \quad (1)$$

где m_6 – масса поршня-бойка; x – координата положения поршня-бойка; p_c, p_B, p_A – давления жидкости в соответствующих рабочих камерах; S_c, S_B, S_A – площади рабочих поверхностей поршня-бойка в соответствующих камерах; $F_{тр}$ – сила трения, создаваемая резиновыми уплотнениями (кольцами) поршня-бойка, рассчитывается по формуле:

$$F_{трб} = k_{тр} (p_A S_{трА} + |p_A - p_B| S_{трВ}) \text{sign}(\dot{x}). \quad (2)$$

В соответствии с классической теорией удара скорость после соударения с инструментом определяется формулой

$$v_0 = -Rv \text{ при } x \geq x_0,$$

где R – коэффициент восстановления скорости, который может находиться в пределах [5] 0,1 ... 0,3.

Подвижным элементом узла распределителя является поршень-клапан, уравнение движения которого имеет вид:

$$m_{кл} \ddot{z} = p_E S_E + p_F S_F - p_D S_D - F_{трк}, \quad (3)$$

Давления в рабочих камерах рассчитываются по формулам:

$$p_D = p_T - \rho g a_p Q_k |Q_k|, \quad p_A = p_D - \rho g a_{DA} Q_A |Q_A|,$$

$$p_c = p_D - \rho g (a_{щД} + a_{DC}) Q_{DC} |Q_{DC}|, \quad p_B = p_c - \rho g a_{CB} Q_B |Q_B|,$$

p_D, p_A, p_c – давления в соответствующих рабочих камерах.

Расходы определяются скоростью движения поршня-бойка:

$Q_A = -\dot{x} S_A, Q_{DC} = \dot{x} S_c, Q_B = \dot{x} S_B$. a_{DA}, a_{DC}, a_{CB} – гидравлические сопротивления каналов, соединяющих соответствующие камеры

$a_{щD}$ - переменное гидравлическое сопротивление между седлом и клапаном.

Давления в камерах клапана-распределителя:

$$p_E = p_B - \rho g a_{BE} Q_E |Q_E|,$$

$$p_F = \rho g (a_{щF} + a_{сб}) Q_{сб}^2,$$

Здесь a_{BE} - гидравлическое сопротивление канала BE, $a_{щF}$ - переменное гидравлическое сопротивление между головкой клапана и седлом со стороны сбросной магистрали, рассчитываемое по формуле $a_{щF}(z) = \frac{1}{g \pi d_F^2 \mu^2(z) \cdot (z)^2}$, $a_{сб}$ - сосредоточенное сопротивление сбросной магистрали. $Q_E = \dot{z} S_E$ - расход, определяемый скоростью перемещения клапана распределителя, $Q_{сб}$ - расход, поступающий в сбросную магистраль. Давление в камере С можно выразить как

$$p_C = \rho g (a_{щF} + a_{сб} + a_{CF}) Q_{сб}^2.$$

Совместное решение всех указанных выше уравнений и составляет основу математического моделирования рабочего процесса гидравлического ударного механизма каждой из рассмотренных схем.

Математическую модель гидроударного механизма, работающего совместно с гидроимпульсатором, необходимо дополнить волновыми уравнениями, характеризующими течение рабочей жидкости в ударном трубопроводе 1 (рис.1), предназначенном для создания повышенного давления потока перед насадком:

$$\frac{\partial p(y, t)}{\partial y} = - \frac{\rho}{c} \frac{\partial Q(y, t)}{\partial t} + J$$

$$\frac{\partial p(y, t)}{\partial t} = - \frac{\rho c^2}{S} \frac{\partial Q(y, t)}{\partial y}$$

Здесь y - контрольное сечение трубопровода 1, c - скорость распространения ударной волны, J - удельные гидравлические потери, S - площадь поперечного сечения трубопровода.

На базе разработанной математической модели созданы моделирующие алгоритмы для пошаговой имитации по времени рабочего процесса каждой из рассмотренных систем. На рис. 3 и 5 приведено сравнение рабочих параметров натуральных и имитационных экспериментов для гидроударника проходческого комбайна и ручного отбойного молотка, соответственно. Ошибка отклонений не превышает 15%, что

свидетельствует об адекватности математических моделей и возможности их использования для определения оптимальных параметров.

Расчеты по имитационным моделям стали основой для проектирования конструкций узла ударника (для трех схем) и узла распределителя (для ударника бурильной машины и ручного отбойного молотка). На рис. 4 показаны графики рабочего процесса гидроударника для бурильной машины. Исследования [10] показали, что энергия единичного удара составляет 325 Дж при частоте 25 уд/сек.

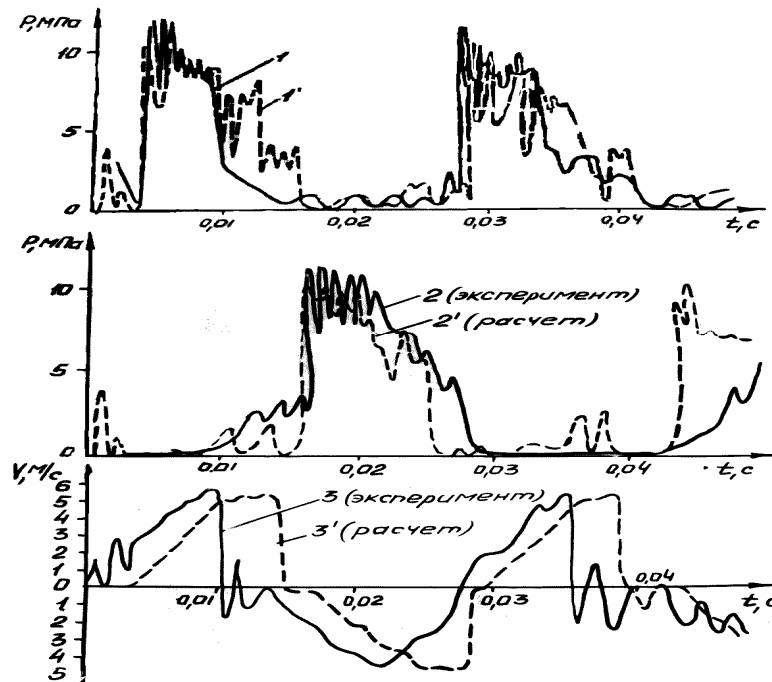


Рис. 3. Осциллограммы рабочего процесса гидроударного механизма в системе гидроимпульсатора

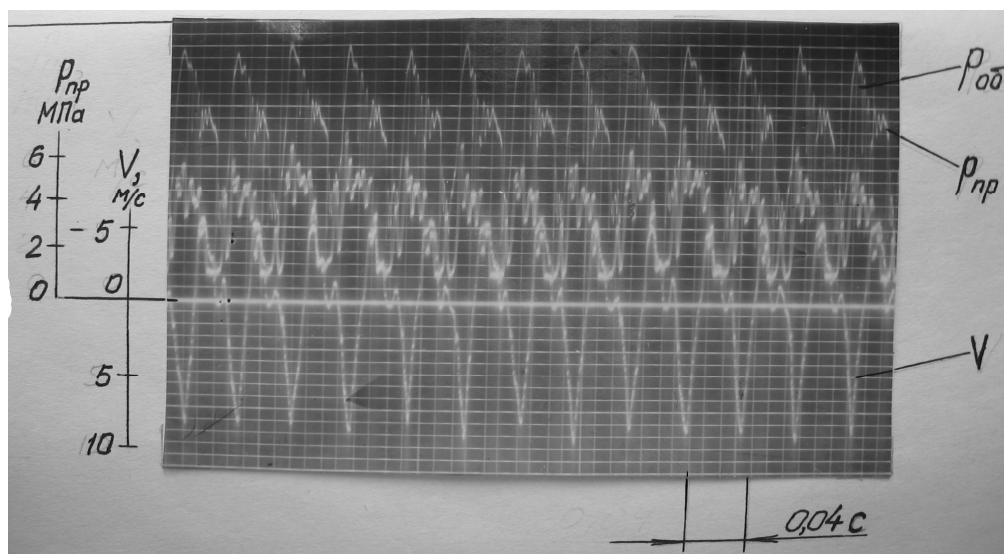


Рис. 4. Осциллограммы рабочего процесса модели гидроударника для бурильной машины

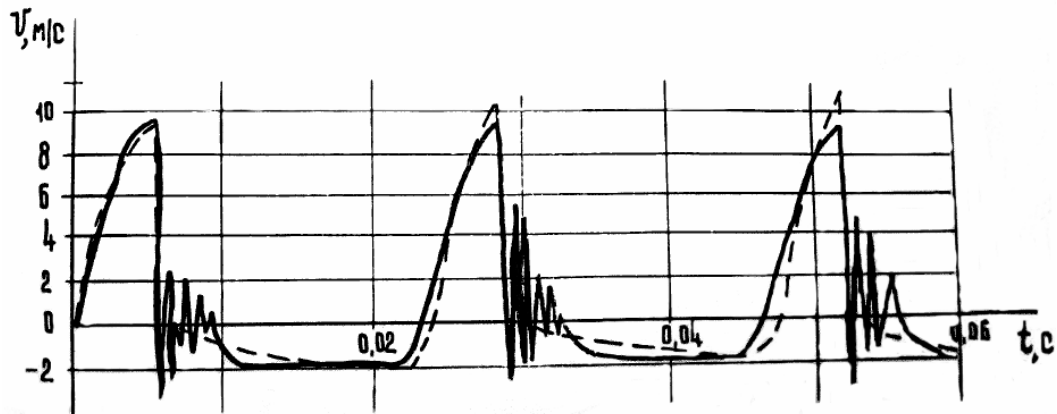


Рис. 5. Сравнение расчетных и экспериментальных данных скорости бойка для гидравлического отбойного молотка

Так, на основе предварительных расчетов был создан и испытан опытный образец гидравлического отбойного молотка ГМ-9 массой 8,9 кг и энергией удара 35 Дж, а с помощью дальнейшей оптимизации параметров и конструкции разработана конструкция гидромолотка ГМ-7, масса которого составляет 7,2 кг, а развиваемая энергия единичного удара – до 40 Дж при подводимом давлении 6МПа. На рис.6 показан гидромолоток ГМ-7, основные узлы и детали его конструкции. Боек 19 осуществляет возвратно-поступательное движение внутри бронзовых 18 и 17 и соответствующих стальных дистанционных втулок, что позволяет минимизировать длину и массу молотка. Распределительный узел содержит клапан 15 с корпусом 7 из бронзовых втулок. Узел запуска представляет собой клапан 12 с направляющими втулками 8 и 9.

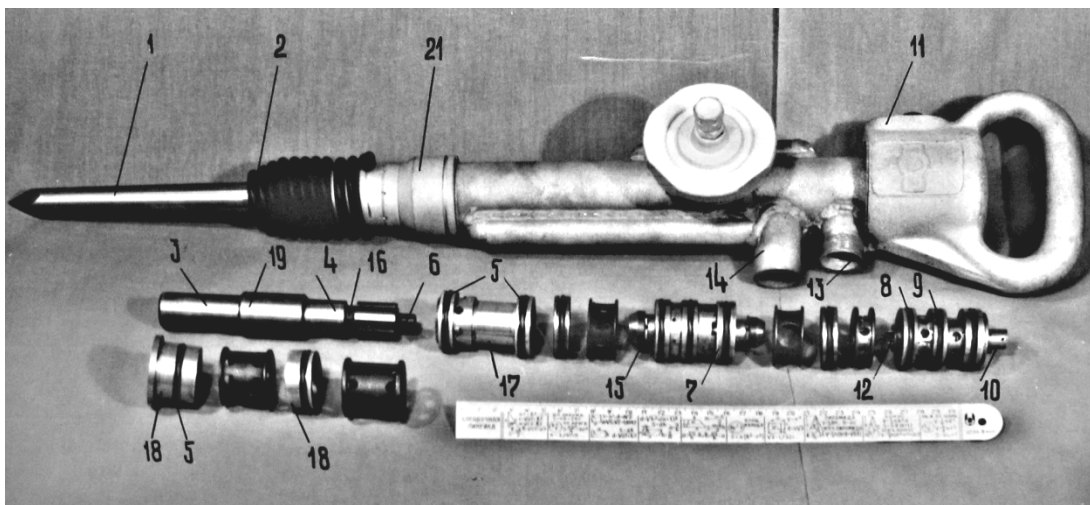


Рис. 6. Гидравлический отбойный молоток ГМ-7

Выводы и направление дальнейших исследований. Проведенные исследования свидетельствуют о накопленном опыте проекти-

рования гидроударных механизмов различного назначения. Во-первых, гидроударник в системе проходческого комбайна, обеспечивающий энергию удара 1500 Дж, гидроударный механизм перфоратора для ударно-поворотного бурения с ударной мощностью 8,7 кВт, типоразмерный ряд гидравлических отбойных молотков массой 7-9 кг, с энергией удара 20-40 Дж.

Дальнейшие исследования необходимо проводить с целью, во-первых, систематизации разработанных математических моделей гидроударных механизмов различного назначения, во-вторых, обобщения накопленного опыта проектирования путем создания системы автоматизированного проектирования на основе разработанных математических моделей, в-третьих, продолжения экспериментальных исследований энергетических показателей гидроударных механизмов. Решение задачи оптимального синтеза с использованием адекватных математических моделей позволит автоматизировать процесс проектирования и выбора рациональных конструктивных и рабочих параметров.

Список источников:

1. Рожкова Е.Ю. Гидрооборудование и инструмент NYCON – выбор профессионалов. <http://smm/tradicia-k.ru/articles>.
2. Дмитриевич Ю.В. Гидромолот. Общая информация. Принцип работы. <http://smm/tradicia-k.ru/articles>.
3. Тимошенко Г.М., Яценко А.Ф., Селивра С.А. Гидравлический ударный механизм исполнительного органа буровых машин // Уголь Украины,-1984.-№11.-с.24-25.
4. Алейников А.А., Пересада П.М., Сторчак И.И. Гидроударники для проведения восстающих выработок в крепких породах // Уголь Украины,-1984.-№5.-с.24-25.
5. Механическое разрушение горных пород комбинированным способом/А.Ф.Кичигин, С.Н.Игнатов, А.Г.Лазуткин и др. – М.:Недра, 1972.-256с.
6. Соколинский Б.В. Машины ударного разрушения (Основы комплексного проектирования).-М.: Машиностроение, 1982.-184с.
7. Тимошенко Г.М., Устименко Т.А., Мартыненко В.Ф. Гидравлический отбойный молоток ГМ-9// Уголь Украины,- 1988.-№12.-с.24-26.
8. Селивра С.А. Разработка гидравлических устройств ударного действия для разрушения горных пород. Дисс. ... канд. техн. наук:05.05.06.-Донецк,1986.-194 с.
9. Устименко Т.А. Обоснование структуры и выбор оптимальных параметров гидравлического отбойного молотка. Дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.06.-Донецк. 1990.-204с.
10. Коваленко В.И. Разработка и обоснование рациональных параметров гидроударных устройств шахтных бурильных машин. Дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.06.-Донецк. 1996.-162с.
11. Яценко А.Ф., Селивра С.А., Коваленко В.И. Испытание экспериментального гидравлического устройства ударного действия //Изв.вузов. Горный журнал.-1995 - №7.-с.109-111.
12. А.с. 1154455 СССР, МКИ³ Е 21 С 3/20. Гидравлическое устройство ударного механизма/ Г.М.Тимошенко, С.А.Селивра, А.Ф.Яценко, Т.А.Устименко. – 3677562/22-03; заявлено 22.12.83; Опубл. 1985. – Бюл.№17.
13. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов/Т.М. Башта, С.С.Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982.-423с.

14. Караев М.А. Гидравлика буровых насосов. – М.: Недра, 1983.-208 с.
15. Алимов О.Д. Басов С.А. Основы теории и расчета гидрообъемных виброударных механизмов. – Фрунзе; Илим, 1976.-25с.
16. Гидропневмоударные системы исполнительных органов горных и строительно-дорожных машин/ А.С.Сагинов, А.Ф.Кичигин, А.Г.Лазуткин, И.А.Янцен. – М.: Машиностроение, 1980.-299с.

Стаття надійшла до редколегії 22. 09. 2009

Рецензент: докт. техн. наук, проф. А. П. Кононенко

С.О.Селивра, Т.О.Устименко, О.Ф.Яценко. Розробка гідравлічних механізмів ударної дії різної потужності. *Наведені дослідження гідравлічних ударних механізмів різної потужності: від істотно потужних, що можуть мати застосування у якості робочих органів прохідницьких комбайнів, до компактних ручних механізмів. Особливістю розробок є відсутність високих вимог до робочої рідини: в якості енергоносія можливе застосування як водомасильної емульсії, так і технічної води. Роботоздатність наведених схем перевірена за допомогою імітаційного моделювання на ЕОМ та підтверджена експериментальними даними на натурних устатковинах.*

гідравлічний ударний механізм, потужність, робоча рідина, імітаційне моделювання, експеримент

S.Selivra, T.Ustimenko, A.Yatsenko. Hydraulic Percussion Mechanisms Designing. *This article describes hydraulic percussion mechanisms of different power: from high-power ones (like operating units of heading machines) to compact hand tools. The main distinction of this investigation consists in low requirements to the quality of hydraulic fluid. Oil-water sludge or industrial water can be used as a working fluid in the system. Reliability of such systems has been checked by means of PC imitation modeling and confirmed by experimental data.*

hydraulic percussion mechanism, power, hydraulic fluid, imitation modeling, experiment

© С. А. Селивра, Т. А. Устименко, А. Ф. Яценко, 2009