

**ИНЖЕНЕРНАЯ АКАДЕМИЯ КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ
ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ НАН КР**

**На правах рукописи
УДК 621.01**

АБИДОВ АБДЫКАДЫР ОМАРОВИЧ

**НАУЧНО-МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРИМЕНЕНИЯ
МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ ДЛЯ
СОЗДАНИЯ УДАРНЫХ МАШИН**

Специальность 05.02.18 – «Теория механизмов и машин»

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

**диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук**

Бишкек 2002

Работа выполнена в Инженерной академии КР и Институте машиноведения НАН КР

Научный консультант: Академик Международной Инженерной академии, заслуженный изобретатель, доктор технических наук, профессор **С. Абдраимов**

Официальные оппоненты: Академик Международной Инженерной академии, доктор технических наук, профессор **Э.С. Нусупов**

доктор технических наук, профессор **А.К. Тулешов**

доктор физико-математических наук, профессор **А.Б. Салиев**

Ведущая организация: Казахстанско-Британский технический университет (г. Алматы).

Защита состоится «18» октября 2002 г. в 14⁰⁰ ч. на заседании Диссертационного совета Д 05.02.182 при Инженерной академии КР и Институте машиноведения НАН КР, г.Бишкек, ул. Скрябина, 23.

С диссертацией можно ознакомиться в архивах Инженерной академии КР и Института машиноведения НАН Кыргызской Республики.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные гербовой печатью, просим направлять по адресу: 720055, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23, Институт машиноведения НАН КР, Диссертационный совет Д 05.02.182.

Автореферат разослан «26» августа 2002 г.

Ученый секретарь Диссертационного совета Д 05.02.182, акад. МИА, д.т.н., профессор

В.Э. Еремьянц

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. В различных отраслях промышленности Республики при выполнении технологических операций широко применяются ручные машины ударного действия с пневматическим, гидравлическим и электрическим приводами. Использование ручных машин на производстве и в быту позволяет существенно повысить производительность труда, по сравнению с работой вручную, с одновременным повышением качества и снижением утомляемости оператора. В настоящее время имеющийся на предприятиях парк ручных ударных и ударно-вращательных машин морально и физически устарел, а приобретение новых осложнено тяжелым финансовым положением потребителей. В связи с этим, создание конкурентоспособных машин аналогичного назначения является одной из важных задач.

В Инженерной академии и Институте машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики получило развитие новое научное направление в теории механизмов и машин – теория механизмов переменной структуры (МПС), одна из ветвей которого направлена на разработку, создание и исследование ручных ударных и ударно-вращательных машин.

Необходимым условием при создании машины является обеспечение ее эксплуатационной надежности и требуемых выходных характеристик. Под этим подразумеваются свойства машины сохранять свои рабочие характеристики в заданных пределах при определенных условиях и ее долговечность – способность к длительной эксплуатации. Эти вопросы могут быть решены на основе системы исследований, включающих в себя как теоретические, так и экспериментальные исследования. При создании ударных машин вопросы изучения динамики являются одними из немаловажных, так как при работе на элементы машины воздействуют интенсивные периодические нагрузки из-за переменности момента сопротивления, создаваемого со стороны ударного механизма. Ударные импульсы, отражаясь от обрабатываемой среды и передаваясь через элементы конструкции, вызывают колебания в передаточных механизмах, в приводе, что отрицательно влияет на выходные характеристики машины и долговечность ее элементов. Результаты исследований динамики дополняются сравнительными, ресурсными и промышленными испытаниями, которые являются составными частями комплекса исследований, направленных на создание ударных и ударно-вращательных машин. В связи с вышеизложенными, работы посвященные разработке научно-методических основ создания конкурентоспособных ударных машин с механизмами переменной структуры, являются актуальными.

Цель работы заключается в разработке научно-методических основ создания ударных и ударно-вращательных машин с ударным узлом на основе механизмов переменной структуры.

Научная новизна работы заключается в:

- выявлении степени отрицательного влияния крутильных колебаний упругого звена на выходные параметры отбойного молотка с механизмом переменной структуры, влияния кинематических и массо-инерционных параметров элементов ударного механизма на характеристики отбойного молотка;
- разработке математической модели универсального коллекторного двигателя последовательного возбуждения, учитывающей переходные процессы двигателя, разработке методики определения коэффициентов k и C_L , входящих в уравнение динамической модели УКД, которая позволяет существенно облегчить их определение;
- разработке обобщенных математических моделей отбойного молотка с упругим звеном и электромеханического перфоратора;
- обосновании и рекомендации рациональных параметров накопителей энергии, обеспечивающих требуемые выходные параметры отбойного молотка.

Практическая ценность работы заключается в:

- разработке пакета программ по исследованию динамики ударных и ударно-вращательных машин с ударным узлом на основе механизма переменной структуры;
- выборе рациональных параметров накопителей энергии и разработке конструкций накопителей энергии;
- разработке методик экспериментальных исследований, ресурсных, промышленных и сравнительных испытаний отбойных молотков;
- выработке рекомендаций по усовершенствованию конструкции и подготовке к промышленной серии отбойных молотков.

Основные положения, выносимые на защиту:

- обоснование необходимости использования накопителей энергии в конструкции отбойного молотка и выбор рациональных параметров накопителей энергии – упругого элемента и инерционной массы, которые позволяют существенно увеличить энергию удара;
- методики исследований отбойных молотков и перфоратора с механизмами переменной структуры;
- результаты экспериментальных исследований отбойного молотка с упругим звеном;
- рекомендации по выбору рациональных конструкций элементов ударного узла и отбойных молотков с механизмами переменной структуры.

Апробация работы. Основные положения работы докладывались на региональной научно-технической конференции «Пути повышения эффективности использования отходов промышленности» (г. Ош, 1993 г.); на международной научно-практической конференции, посвященной 75-летию академика Усманходжаева Х.Х. (г. Фергана, Узбекистан, 1994 г.); на международных конференциях «Пространственные рычажные механизмы высоких классов (Теория и практика)» (г. Алматы, Казахстан, 1994 г.); «Механизмы переменной структуры

и вибрационные машины» (г. Бишкек, 1995 г.); на международной конференции, посвященной 660-летию Амира-Тимура «Роль и значение Амира Тимура в историческом развитии народов Центральной Азии» (г. Ош, 1996 г.); на международной научной конференции «Научно-технический прогресс-основа развития рыночной экономики» (г. Караганда, Казахстан, 1997 г.), на международной конференции «New technologies in Islamic countries» (Almaty, Republic of Kazakhstan, 1999 г.), на международной научной конференции «Проблемы и перспективы интегрирования образования» (г. Бишкек, 1998, 1999 гг.), на международной конференции «Механизмы переменной структуры и виброударные машины» (г. Бишкек, 1999 г.), на международной конференции «Технологии и перспективы инженерного образования, науки и производства» (г. Бишкек, 1999 г.) на международной научной конференции «История, культура и экономика юга Кыргызстана» (г. Ош, 2000 г.), на международной научной конференции «Современные технологии и управление качеством в образовании, науке и производстве» (г. Бишкек, 2001 г.)

По результатам проведенных исследований опубликовано 33 работы, в том числе 1 монография.

Автор выражает свою признательность руководству и сотрудникам Инженерной академии и Института машиноведения НАН КР за оказанную помощь и понимание при подготовке данной работы.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, семи глав, заключения, изложенных на 221 страницах машинописного текста, содержит 145 рисунков и 10 таблиц, список использованных источников из 185 наименований и двух приложений.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность выполненных работ, сформулированы научная новизна, практическая ценность работы.

В первой главе сделан краткий обзор и анализ схем традиционно используемых в промышленности отбойных молотков с различными приводами, приведены их недостатки, преимущества и рациональные области применения. Из имеющихся схем кривошипно-коромысловых механизмов обоснована целесообразность использования в качестве ударного кривошипно-коромыслового механизма с наибольшим шатуном и условием $L_1 + L_2 = L_3 + L_0$ (рис.1,а), где L_1 , L_2 , L_3 – соответственно длины кривошипа, шатуна и коромысла, L_0 – межопорное расстояние.

На основе этой схемы в Инженерной академии и Институте машиноведения НАН КР разработан ударный механизм (рис.1,б), являющийся исполнителем в ручных машинах ударного и ударно-вращательного действия. Принцип действия ударного механизма заключается в следующем: за один оборот кривошипа 2, коромысло 4, соединенное с кривошипом с помощью шатуна 3, производит одно качательное движение. При выстраивании звеньев механизма

в одну линию (в особом положении) боек 5, вмонтированный в тело коромысла производит удар по инструменту 6. Ударная волна через инструмент передается к обрабатываемой среде. При этом в момент выстраивания звеньев механизма

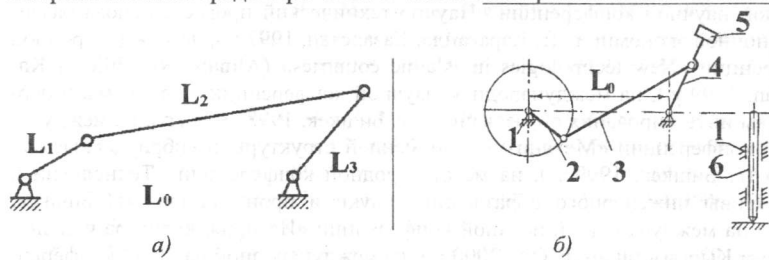


Рис.1. Схемы механизма с наибольшим шатуном а) и ударного механизма б)

в одну линию, коромысло имеет наибольшую скорость, что служит одним из оснований при выборе данного механизма в качестве ударного, а коромысла в качестве ударного элемента.

На основе ударного механизма переменной структуры созданы опытные образцы ударных и ударно-вращательных машин, апробация которых показала их функциональную работоспособность. Одной из основных задач в создании ударных и ударно-вращательных машин с ударным узлом на основе механизма переменной структуры является обеспечение требуемых выходных характери-

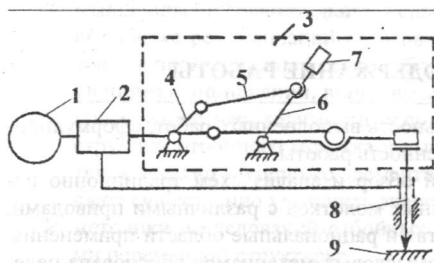


Рис. 2. Кинематическая схема электро-механических ударных и ударно-вращательных машин с ударным узлом на основе МПС: 1-электродвигатель, 2-передаточный механизм и механизм вращения инструмента, 3-корпус, 4-кривошип, 5-шатуны, 6-коромысло, 7-бок, 8-инструмент, 9-обрабатываемая среда.

стик машины в частности, энергии удара и необходимой долговечности элементов и машины в целом. В связи с этим поставлена цель и сформулированы задачи исследований, решение которых направлено на создание конкурентоспособных ударных машин с МПС. Поставленная цель достигается путем проведения исследований динамики машин по их математической модели; экспериментальными исследованиями; сравнительными, ресурсными и промышленными испытаниями.

Во второй главе разработаны математические модели отбойного молотка с упругим звеном и перфоратора со встроенным универсальным коллекторным двигателем (УКД) (рис.2).

Отбойный молоток с упругим звеном представляет собой систему, состоящую из асинхронного двигателя, упругого передаточного звена и ударного механизма. При этом вращающий момент выходного вала двигателя через упругое звено передается к кривошипу ударного механизма. Для составления математической модели данной системы составляются модели отдельных ее элементов, т.е. асинхронного двигателя, упругого звена и ударного механизма.

В математической модели асинхронный двигатель представляется в виде некоторой массы, на которую действуют вращающий момент M_B и момент сил сопротивления M_C . Вращающий момент, взаимодействуя с неподвижным магнитным полем, обеспечивает вращение ротора двигателя через параллельно соединенные упругий элемент жесткостью C и демпфер α .

Упругое звено, являющееся передаточным звеном в конструкции отбойного молотка, имеет сравнительно большую длину и сравнительно малую крутильную жесткость. Теоретическое определение крутильной жесткости упругого звена является сложной задачей, так как он состоит из пяти наложенных друг на друга пружин с противоположной навивкой последующих слоев, заключенных в броню. Поэтому его крутильная жесткость в работе определена экспериментально по разработанной методике. Так как, при работе отбойного молотка взаимное расположение двигателя и исполнительного механизма может быть различным, экспериментальными испытаниями также определено влияние расположения одного конца упругого звена относительно другого на его крутильную жесткость. Исходя из массо-инерционных и геометрических характеристик, в математической модели упругое звено представляется в виде пятимассовой динамической системы.

Ударный механизм в математической модели отбойного молотка представляется как переменный момент сопротивления, приведенный к кривошипу, создаваемый коромыслом, т.е.

$$M_c = J_{кор} \ddot{\varphi}_{кор} u_{уд.мех},$$

где $J_{кор} \ddot{\varphi}_{кор}$ -соответственно момент инерции и угловое ускорение коромысла;

$u_{уд.мех}$ - передаточная функция ударного механизма.

Обобщенная динамическая модель отбойного молотка с упругим звеном составляется соединением моделей их отдельных элементов согласно кинематической схеме (рис.3).

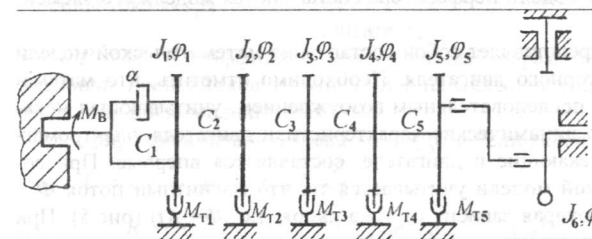


Рис. 3. Обобщенная динамическая модель отбойного молотка с упругим звеном.

Движение элементов полученной системы определено следующей системой уравнений:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 - \alpha \dot{\varphi}_1 + C_1 \varphi_1 + M_{T1} + C_2(\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{C_1}{T_D} \int (\varphi_1 - \varphi_2) dt = \mu_B;$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 - C_2(\varphi_1 - \varphi_2) + M_{T2} + C_3(\varphi_2 - \varphi_3) = 0;$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 - C_3(\varphi_2 - \varphi_3) + M_{T3} + C_4(\varphi_3 - \varphi_4) = 0;$$

$$J_4 \ddot{\varphi}_4 - C_4(\varphi_3 - \varphi_4) + M_{T4} + C_5(\varphi_4 - \varphi_5) = 0;$$

$$J_5 \ddot{\varphi}_5 - C_5(\varphi_4 - \varphi_5) + M_{T5} = -M_C,$$

где C_1, α, J_1 - соответственно жесткость, коэффициент демпфирования и момент инерции ротора двигателя;

$C_2 - C_5$ - крутильные жесткости участков упругого звена;

$J_2 - J_5$ - моменты инерции частей упругого звена;

$\dot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_1$ - соответственно угловая скорость и ускорение ротора двигателя;

$\varphi_2 - \varphi_5, \dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_5$ - соответственно угловые перемещения и ускорения частей упругого звена;

$J_6, \varphi_6, \ddot{\varphi}_6$ - соответственно момент инерции, угловое перемещение и ускорение коромысла;

$M_{T1} - M_{T5}$ - моменты трения частей упругого звена о броню;

μ_B - вращающий момент двигателя;

$M_C = J_6 \ddot{\varphi}_6 u_{65}$ - момент сопротивления на кривошипе, создаваемый коромыслом, где $\ddot{\varphi}_6 = \ddot{\varphi}_5 u_{65} + \dot{\varphi}_5^2 u'_{65}$;

u_{65} и u'_{65} - соответственно аналог угловой скорости и углового ускорения коромысла.

С целью проверки возможности использования в конструкциях ручных ударных и ударно-вращательных машин с ударным механизмом переменной структуры универсальных коллекторных двигателей и исследования движения элементов машины проведены исследования динамики электромеханического перфоратора (рис.4) на основе математической модели. Для составления обобщенной математической модели перфоратора составляются модели его элементов.

Особый интерес представляет собой составление математической модели универсального коллекторного двигателя. Необходимо отметить, что математическая модель УКД с последовательным возбуждением, учитывающая механические, статические и динамические характеристики двигателя, электромагнитные процессы, протекающие в двигателе, составляется впервые. При составлении математической модели учитывается то, что магнитный поток Φ - величина переменная, которая зависит от тока якоря, т.е. $\Phi = f(i)$ (рис.5). При малых значениях тока нагрузки магнитная система двигателя не насыщена и существует прямопропорциональная зависимость между током якоря и

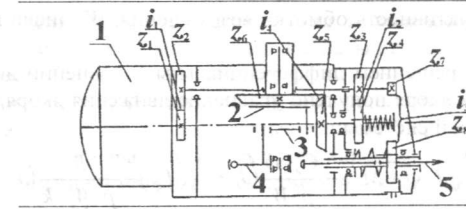


Рис.4. Электромеханический перфоратор ПРЭ-9
1-УКД, 2-кривошип, 3-шатун, 4-коромысло, 5-инструмент. $Z_1 - Z_8$ - зубчатые колеса; $i_1 - i_4$ - передаточные отношения зубчатых передач.

магнитным потоком, т.е. $\Phi = ki$ (прямая 1). С увеличением тока нагрузки эта пропорциональность нарушается, величина магнитного потока становится почти постоянной и кривая зависимости магнитного потока от тока якоря $\Phi = f(i)$ становится близкой к параболе $\Phi^2 = C_1 i$, проходящей через начало координат (кривая 2). Чтобы учитывать такие особенности двигателя, его механическая характеристика описывается двумя уравнениями, учитывающими характеристику соответственно в области слабого насыщения магнитной системы и при ее достаточном насыщении.

Дифференциальное уравнение движения якоря, имеющего постоянный момент инерции, записывается в следующем виде:

$$J \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_B - M_C,$$

где J, ω - соответственно момент инерции и угловая скорость якоря двигателя;

$M_B = C'_m \Phi i$ - момент движущих сил;

M_C - момент сопротивления, создаваемый со стороны исполнительного механизма, составными частями которого являются момент сопротивления на вращение инструмента и момент сопротивления, создаваемый со стороны ударного механизма;

$C'_m = 0,5 \cdot \sqrt{2} \cdot C_e$ - конструктивный коэффициент двигателя,

$C_e = PN/2\pi a$ - коэффициент, определяемый параметрами машины, N - число активных проводников; a - число пар параллельных ветвей обмотки якоря; P - число пар полюсов двигателя.

Дифференциальное уравнение ЭДС в цепи якоря имеет следующий вид:

$$U = C_e \cdot \omega \cdot \Phi + i \cdot R + L \cdot \frac{di}{dt},$$

где U, i, R - соответственно напряжение, ток и сопротивление в цепи якоря;

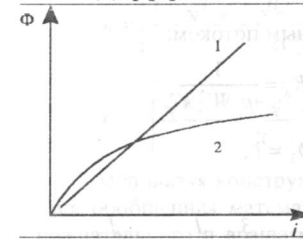


Рис.5. Зависимость магнитного потока от силы тока якоря

$L=2PWd\Phi/di$ -индуктивность обмотки возбуждения; W -число витков на одном полюсе.

Совместным решением дифференциальных уравнений движения якоря и напряжения в цепи якоря получено уравнение движения якоря в области не насыщенной магнитной системы:

$$J \cdot \ddot{\varphi} = \frac{U \cdot \sqrt{C'_m k}}{\kappa \cdot p \cdot W} + \sqrt{J \cdot \dot{\varphi} + M_c} - \frac{C_e \cdot \dot{\varphi}}{p \cdot W} (J \cdot \dot{\varphi} + M_c) - \frac{R}{p \cdot W \cdot k} (J \cdot \dot{\varphi} + M_c) - \frac{dM_c}{dt};$$

где κ – постоянный коэффициент, и насыщенной магнитной системы:

$$J \cdot \ddot{\varphi} = \frac{3}{2} \frac{1}{p \cdot W} \sqrt[3]{\frac{C'_m}{C_1}} \cdot U \cdot \sqrt[3]{(J \cdot \dot{\varphi} + M_c)^2} - \frac{3}{2} \cdot \frac{C_e}{p \cdot W} \cdot \dot{\varphi} \cdot (J \cdot \dot{\varphi} + M_c) - \frac{3}{2} \frac{1}{p \cdot W} \frac{1}{\sqrt[3]{C'_m \cdot C_1^2}} \cdot R \cdot \sqrt[3]{(J \cdot \dot{\varphi} + M_c)^3} - \frac{dM_c}{dt}.$$

где C_1 - постоянный коэффициент.

Используя схожесть структур вышеуказанных формул можно написать общее, для обеих систем, уравнение:

$$J \cdot \ddot{\varphi} = K_1 \cdot U \cdot (J \cdot \dot{\varphi} + M_c)^{a_1} - K_2 \cdot \dot{\varphi} \cdot (J \cdot \dot{\varphi} + M_c)^{a_2} - K_3 \cdot R \cdot (J \cdot \dot{\varphi} + M_c)^{a_3} - \frac{dM_c}{dt}.$$

При этом для режима с не насыщенным магнитным потоком:

$$K_1 = \frac{\sqrt{C'_m}}{p \cdot W \cdot \kappa}, \quad K_2 = \frac{\sqrt{C_e}}{p \cdot W}, \quad K_3 = \frac{1}{p \cdot W \cdot k},$$

$$a_1 = \frac{1}{2}, \quad a_2 = 1, \quad a_3 = 1,$$

– для режима с насыщенным магнитным потоком:

$$K_1 = \frac{3}{2} \frac{1}{p \cdot W} \sqrt[3]{\frac{C'_m}{C_1}}, \quad K_2 = \frac{3}{2} \cdot \frac{C_e}{p \cdot W}, \quad K_3 = \frac{3}{2} \frac{1}{p \cdot W} \frac{1}{\sqrt[3]{C'_m \cdot C_1^2}},$$

$$a_1 = \frac{2}{3}, \quad a_2 = 1, \quad a_3 = \frac{4}{3}.$$

Определение коэффициентов, входящих в уравнение динамической модели (k , C_1) очень сложно, оно требует целого комплекса экспериментальных исследований для каждого конкретного двигателя. В работе для определения этих коэффициентов разработана методика, сущность которой заключается в следующем:

1. Составляется динамическая модель УКД. Коэффициенты в уравнении математической модели неизвестны.

2. Приравняв ускорение якоря нулю ($\ddot{\varphi}=0$) получаем уравнение статической механической характеристики УКД с теми же коэффициентами, что и в

динамической модели. При этом статическая механическая характеристика двигателя состоит из двух участков: для не насыщенной и для насыщенной магнитных систем.

3. На основе реальной статической механической характеристики конкретного двигателя (берется из паспортных данных УКД или строится экспериментально) находятся параметры двух точек характеристики - в начальной ее части (для не насыщенной магнитной системы) и в конечной (для насыщенной магнитной системы) – M_1 , ω_1 , M_2 , ω_2 .

4. По найденным значениям M_1 , ω_1 , M_2 , ω_2 с помощью полученных в работе формул определяются конкретные значения коэффициентов в уравнении статической и динамической характеристики УКД.

5. Найденные значения коэффициентов подставляются в уравнение динамической модели, после чего это уравнение готово к решению, т.е. из уравнения общего вида мы пришли к уравнению для конкретного двигателя.

Предложенная методика позволяет обходиться только статической механической характеристикой, что существенно упрощает работу.

С использованием данной методики определены коэффициенты двигателя k , C_1 и величина тока якоря (i_{nep}), соответствующей переходу двигателя из зоны не насыщенного магнитного потока в зону насыщенного магнитного потока:

$$k = \frac{U \cdot \sqrt{C'_m} + \sqrt{U^2 \cdot C'_m - 4C_e \cdot R \cdot \dot{\varphi} \cdot M_c}}{2C_e \cdot \dot{\varphi} \cdot \sqrt{M_c}};$$

$$C_1 = \frac{\sqrt{C'_m} \cdot U + \sqrt{C'_m \cdot U^2 - 4C_e \cdot R \cdot \dot{\varphi} \cdot M_c}}{2C_e \cdot \sqrt{C'_m} \cdot \dot{\varphi} \cdot \sqrt{M_c}}; \quad i_{nep} = \frac{C_1}{k^2}.$$

Используя конструкцию и кинематическую схему перфоратора составляется обобщенная математическая модель перфоратора для ударного, ударно-вращательного и вращательного режимов. Многомассовая система, в которой число масс равно числу подвижных деталей перфоратора, упрощается с использованием метода Ривина, где упругие и инерционные характеристики элементов приводятся к кривошпицу (рис.6).

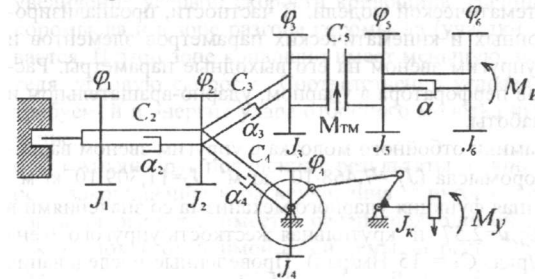


Рис.6. Шестимассовая расчетная модель перфоратора

Движение элементов динамической модели запишется следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 &= [k_1 i \cdot u^{1-a_1} \cdot (J_1 \ddot{\varphi}_1 + M_C)^{a_1} - k_2 i \cdot u^{2-a_2} \cdot (J_1 \ddot{\varphi}_1 + M_C)^{a_2} - \\ &- k_3 i \cdot R^{1-a_3} \cdot (J_1 \ddot{\varphi}_1 + M_C)^{a_3}] - dM_C/dt \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 &= \alpha_2 \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \alpha_3 \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + C_2 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - C_3 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) - \\ &- C_4 \cdot (\varphi_2 - \varphi_4) - \alpha_4 \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_4) \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 &= \alpha_3 \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + C_3 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) - C_5 \cdot (\varphi_3 - \varphi_5) - M_{TM} \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_5) \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 &= \alpha_4 \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_4) + C_4 \cdot (\varphi_2 - \varphi_4) - M_Y \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 &= C_5 \cdot (\varphi_3 - \varphi_5) - M_{TM} \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_5) - \alpha_5 \cdot (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) - C_6 \cdot (\varphi_5 - \varphi_6) \\ C_5 &= 0 \quad \text{при } \varphi_3 - \varphi_5 \leq 0; \quad C_5 = 0 \quad \text{при } \varphi_3 - \varphi_5 > \varphi_{ср\text{аб}}; \\ C_5 &= \frac{M_{ср\text{аб}}}{\varphi_{ср\text{аб}}} \quad \text{при } 0 < \varphi_3 - \varphi_5 \leq \varphi_{ср\text{аб}}; \\ J_6 \ddot{\varphi}_6 &= C_6 \cdot (\varphi_5 - \varphi_6) + \alpha_5 \cdot (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) - M_{И} \end{aligned} \right\}$$

где $J_1 - J_6$, $\varphi_1, -\varphi_6$, $\dot{\varphi}_1, -\dot{\varphi}_6$, $\ddot{\varphi}_1, -\ddot{\varphi}_6$ - соответственно моменты инерции, угловые положения, угловые скорости и угловые ускорения элементов трансмиссии; $\varphi_{ср\text{аб}}$, M_{TM} , $M_{ср\text{аб}}$ - соответственно угол срабатывания, момент трения, момент срабатывания муфты предельного момента; $M_Y, M_{И}$ - моменты, создаваемые со стороны соответственно ударного механизма и инструмента; $\alpha_1 - \alpha_5$ - коэффициенты демпфирования узлов перфоратора; $C_2 - C_6$ - жесткости участков.

Системы дифференциальных уравнений, описывающие движения элементов отбойного молотка и электромеханического перфоратора, решаются численным методом Рунге-Кутты с использованием ЭВМ.

Третья глава посвящена исследованию динамики ударных и ударно-вращательных машин по математической модели. В частности, проанализировано влияние массо-инерционных и кинематических параметров элементов и узлов отбойного молотка с упругим звеном на его выходные параметры. Рассмотрено движение элементов перфоратора в ударном, ударно-вращательном и вращательном режимах его работы.

При исследовании динамики отбойного молотка с упругим звеном варьировались момент инерции коромысла ($J_1 = 7,468 \cdot 10^{-4}$ кг·м², $J_2 = 11,309 \cdot 10^{-4}$ кг·м², $J_3 = 17,39 \cdot 10^{-4}$ кг·м²), передаточная функция ударного механизма со значениями в момент удара: $u=1,2$; $u=1,79$; $u=2,57$ и крутильная жесткость упругого звена ($C_1 = 9$ Нм/рад, $C_2 = 12$ Нм/рад, $C_3 = 15$ Нм/рад). Проведенные исследования

показали, что при работе отбойного молотка упругое передаточное звено подвержено крутильным колебаниям, которые отрицательно влияют на выходные параметры отбойного молотка. Чем ближе к двигателю расположена масса упругого звена, тем меньше ее угловая скорость ($\omega_2, \omega_3, \omega_4, \omega_5$) отличается от угловой скорости двигателя (ω_1) и тем меньше амплитуда ее колебаний (рис.7). Менее всего реагирует на изменение момента сопротивления, создаваемого со стороны ударного механизма асинхронный двигатель (ω_1, ε_1).

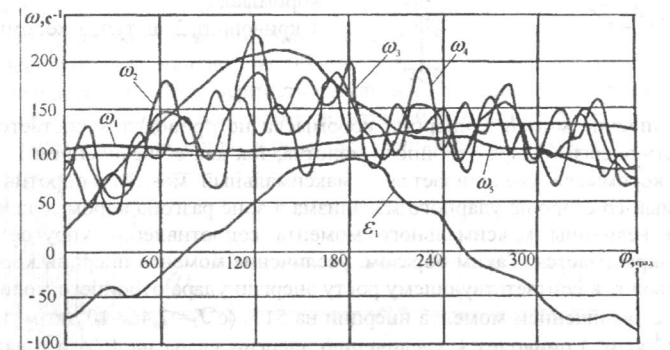


Рис.7. Диаграмма угловых скоростей элементов отбойного молотка с упругим звеном ($u_{65} = 2,57$; $J_2 = 11,309 \cdot 10^{-4}$ кг·м²; $C_1 = 9$ Нм/рад).

Рассмотрим процесс закручивания и раскручивания упругого звена в зависимости от угла поворота кривошипа и коромысла (рис.8). В начале цикла до угла поворота кривошипа равного 30° (участок 4 - 1) упругое звено закручивается, аккумулируя в себе часть энергии (участок *ab*) так как его вращению оказывает сопротивление момент, создаваемый со стороны ударного механизма, затем до угла поворота кривошипа равного 180° (участок 1 - 2) закрученное упругое звено раскручивается (участок *bc*), отдавая накопленную энергию на увеличение угловой скорости кривошипа. Начиная с точки *c* до конца взвода коромысла и в зоне разгона коромысла (участки *cd, ef*) упругое звено закручивается. В этой зоне кривошип имеет меньшую, по сравнению с ротором двигателя, угловую скорость. Соответственно угловая скорость коромысла меньше требуемой и энергия удара отбойного молотка имеет относительно низкое значение.

Анализируя полученные результаты можно сделать вывод о том, что процесс закручивания и раскручивания упругого звена происходит на основе баланса энергии, т.е. имеется баланс подводимой в систему, накопленной упругим звеном и отводимой из системы энергии. Поэтому упругое звено закручивается тогда, когда энергия, необходимая для обеспечения требуемого движе-

ния элементов ударного механизма, больше энергии, запасенной упругим звеном и он (упругое звено) раскручивается, когда запасенная энергия больше требуемой, ударным механизмом, энергии.

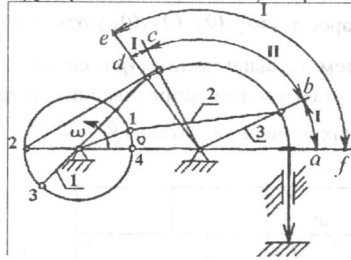


Рис. 8. Зоны закручивания (I) и раскручивания (II) упругого звена относительно углового перемещения коромысла

1-кривошип, 2-шатун, 3-коромысло

Увеличение момента инерции коромысла не приводит к соответствующему росту энергии удара отбойного молотка, так как с увеличением момента инерции коромысла увеличивается и максимальный момент сопротивления, создаваемый со стороны ударного механизма в зоне разгона коромысла. С увеличением величины максимального момента сопротивления упругое звено больше закручивается. Таким образом, увеличение момента инерции коромысла не приводит к соответствующему росту энергии удара отбойного молотка. К примеру, с увеличением момента инерции на 51% (с $J_1 = 7,468 \cdot 10^{-4}$ кг·м² на $J_2 = 11,309 \cdot 10^{-4}$ кг·м²) приводит к увеличению энергии удара на 46% и с дальнейшим увеличением момента инерции коромысла на 54% (с $J_2 = 11,309 \cdot 10^{-4}$ кг·м² на $J_3 = 17,39 \cdot 10^{-4}$ кг·м²) энергия удара увеличивается на 30%, т.е. увеличение момента инерции коромысла не приводит к соответствующему росту величины энергии удара.

Влияние передаточной функции ударного механизма на величину его момента сопротивления существенное. Уменьшение угловой скорости кривошипа по сравнению с угловой скоростью двигателя при $u=1,2$ на 23% приводит к уменьшению энергии удара отбойного молотка в 1,69 раза по сравнению с энергией удара, рассчитанной при условии равенства угловой скорости кривошипа и двигателя. Это соотношение составляет соответственно при $u=1,79$ – 33% и 2,19 раза, при $u=2,57$ – 43% и 2,79 раза. Исследования показали, что влияние передаточного отношения на степень отрицательного влияния крутильных колебаний упругого звена на характеристики отбойного молотка более существенно, нежели влияние момента инерции коромысла.

В конструкции перфоратора соединение выходного вала универсального коллекторного двигателя с исполнительным механизмом, в отличие от отбойного молотка, жесткое. При исследовании динамики элементов перфоратора рассмотрены ударный, ударно-вращательный и вращательный режимы работы. Диаграмма изменения угловых скоростей элементов трансмиссии перфоратора в ударно-вращательном режиме работы (рис.9) показывает, что они подверже-

ны крутильным колебаниям значительной амплитуды в начале цикла, которые в силу демпфирующих свойств системы постепенно гасятся.

Возмущения, порождающие колебания элементов, объясняется скачкообразным изменением приведенного к кривошипу момента сопротивления, создаваемого со стороны коромысла. Затуханию колебаний элементов способствует также момент трения M_{TM} (см. рис.6) между полумуфтами муфты предельного момента. Результаты исследований показывают, что максимальный момент инерции коромысла, соответствующий номинальному режиму работы УКД превышает величину момента инерции коромысла существующего перфоратора в 4,4 раза, т.е. это говорит о том, что в существующем перфораторе мощность УКД используется не полностью. С использованием результатов машинного эксперимента определены технические характеристики электромеханического перфоратора. Достоверность результатов и основных выводов исследований, подтверждается результатами испытаний созданного электромеханического перфоратора проведенных в реальных условиях эксплуатации.

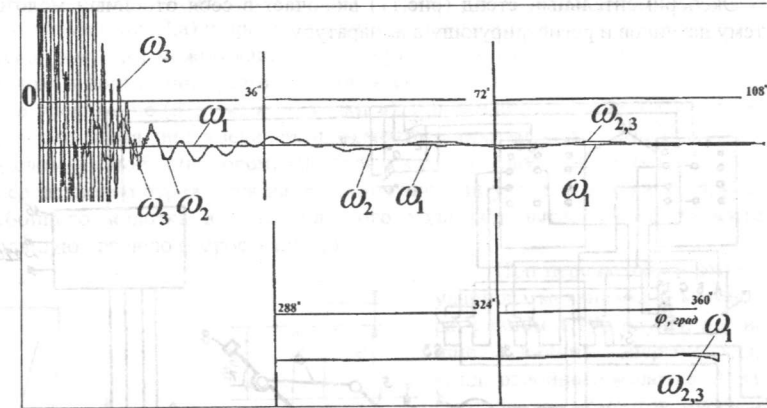


Рис.9. Диаграммы параметров перфоратора шестимассовой модели

В работе также рассмотрены переходные процессы, происходящие в двигателе. В частности, рассматривается переход тока якоря с зоны не насыщенно-

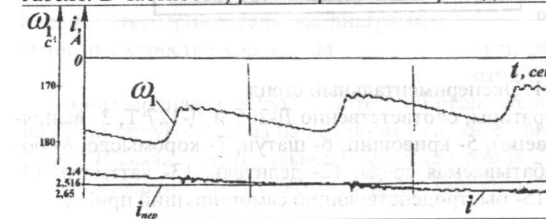


Рис.10. Диаграмма перехода тока якоря с не насыщенной в насыщенную зону

го магнитного потока в насыщенный (рис.10). Это достигается путем постепенного увеличения момента сопротивления, создаваемого со стороны инструмента. При токе якоря $i = 2,516$ А двигатель переходит с одной зоны работы в другую. В работе также рассматривается процесс срабатывания муфты предельного момента перфоратора, которая обеспечивает безопасность оператора при заклинивании инструмента в обрабатываемой породе.

В четвертой главе приводятся методика и результаты экспериментальных исследований отбойного молотка с упругим звеном. Экспериментальные исследования проводятся с целью оценки достоверности результатов и основных выводов теоретических исследований. Для этого на основе цели и задач исследований разрабатывается методика экспериментальных исследований и создается стенд. Сущность методики заключается в записи электрических сигналов, полученных с помощью тахогенераторов от движения основных элементов отбойного молотка по которым можно судить о характере движения подвижных масс отбойного молотка в процессе его работы.

Экспериментальный стенд (рис.11) включает в себя отбойный молоток, систему датчиков и регистрирующую аппаратуру.

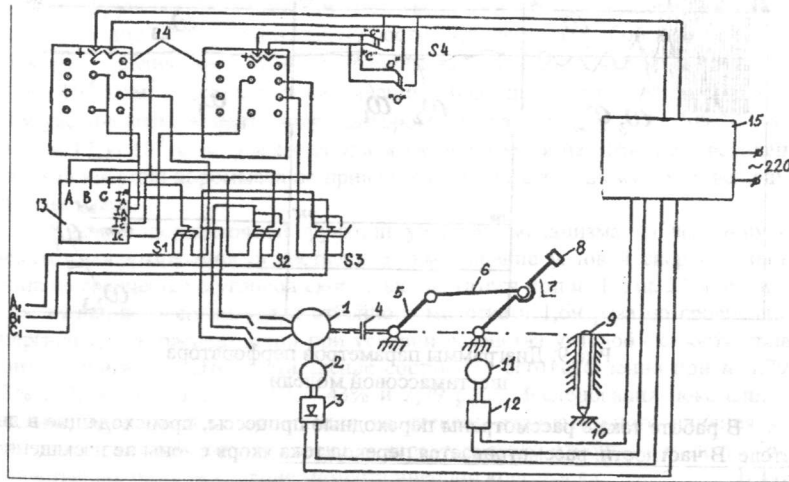


Рис. 11. Экспериментальный стенд

1- двигатель, 2, 11- тахогенераторы, соответственно Д-205 и Д-127 Т, 3- выпрямитель, 4- муфта (упругое звено), 5- кривошип, 6- шатун, 7- коромысло, 8- боек, 9- инструмент, 10- обрабатываемая среда, 12- делитель, 13- ваттметр, 14- преобразователь мощности, 15- быстродействующий самопишущий прибор.

Перед проведением экспериментальных исследований все датчики и регистрирующая аппаратура были оттарированы по традиционной методике. В ходе экспериментальных исследований регистрируются (записывается быстродействующим самопишущим прибором) угловая скорость и потребляемая мощность электродвигателя, угловая скорость коромысла. Для выявления степени влияния упругого звена на характеристики отбойного молотка экспериментальные исследования проводились как при жестком соединении электродвигателя и ударного механизма, так и при их соединении посредством упругого передаточного звена. С целью выявления влияния массо-инерционных и кинематических параметров элементов и узлов отбойного молотка, в ходе экспериментальных исследований варьировались момент инерции коромысла и передаточная функция ударного механизма.

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили отрицательное влияние крутильных колебаний упругого звена на характеристики отбойного молотка. Сравнивая экспериментальные диаграммы угловых скоростей коромысла, полученные при жестком соединении электродвигателя и ударного механизма (рис.12,а) и при их соединении посредством упругого передаточного звена (рис.12,б) можно увидеть, что при работе отбойного молотка с упругим звеном в конце зоны разгона угловая скорость коромысла ($\omega_{р.х.}$) прекращает свое увеличение (в точке *в* до точки *а*), причиной чего является закручивание упругого звена при увеличении момента сопротивления, создаваемого коромыслом. В этой зоне коромысло теряет свою угловую скорость ($\Delta\omega$), что непосредственно отражается на величине энергии удара. И наоборот, при работе отбойного молотка в зоне холостого хода коромысло имеет относительно большую угловую скорость ($\omega_{х.х.}$).

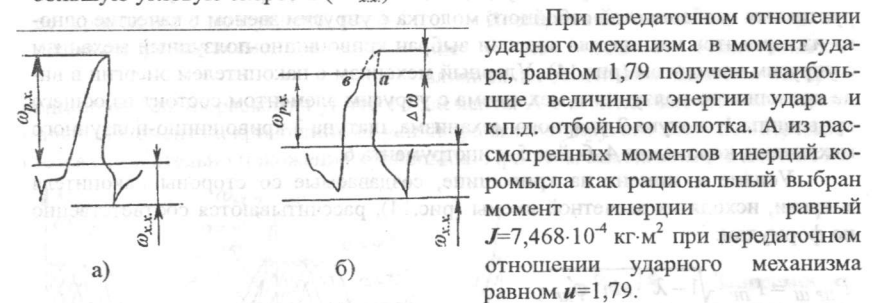


Рис. 12. Экспериментальные диаграммы угловых скоростей коромысла

При передаточном отношении ударного механизма в момент удара, равном 1,79 получены наибольшие величины энергии удара и к.п.д. отбойного молотка. А из рассмотренных моментов инерций коромысла как рациональный выбран момент инерции равный $J = 7,468 \cdot 10^{-4}$ кг·м² при передаточном отношении ударного механизма равном $\mu = 1,79$.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований отбойного молотка с упругим звеном подтвердили рабочую гипотезу об отрицательном влиянии крутильных колебаний упругого звена на величину основного выходного параметра — энергии удара. В связи с этим дальнейшие исследования были направлены на поиск путей обеспечения требуемых выходных характеристик отбойного молотка, кото-

рые могут быть достигнуты использованием в конструкции накопителей энергии.

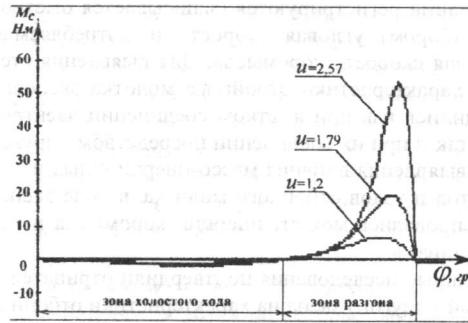


Рис. 13. Момент сопротивления на кривошипе, создаваемый коромыслом

звена перед ударом. Сущность накопителей энергии заключается в выравнивании момента на кривошипе, т.е. уменьшении его амплитуды колебаний. В принципе упругое звено также является накопителем энергии, он накапливает энергию, закручиваясь, и отдает ее, раскручиваясь. Однако процесс накопления и отдачи энергии упругим звеном не согласуется с требуемым процессом накопления и отдачи энергии при работе ударного механизма.

На основе анализа существующих накопителей энергии и с учетом конструктивных особенностей отбойного молотка с упругим звеном в качестве одного из вариантов накопителя энергии выбран кривошипно-ползунный механизм с упругим элементом (рис.14). Ударный механизм с накопителем энергии в виде кривошипно-ползунного механизма с упругим элементом состоит из общего кривошипа 1, шатуна 2 ударного механизма, шатуна 3 кривошипно-ползунного механизма, коромысла 4, бойка 5 и инструмента 6.

Усилие и момент на кривошипе, создаваемые со стороны накопителя энергии, исходя из расчетной схемы (рис.14), рассчитываются соответственно по формулам:

$$P_{ПР.Ш} = P_{ПР} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi'_{КР}};$$

$$M_{ПР} = C \cdot L_5 \cdot (\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi'_{КР}} - 1) + L_1 \cdot (1 - \cos \varphi'_{КР}) \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi'_{КР}} \cdot L_5 \cdot (\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi'_{КР}} - L_1 \cdot \cos \varphi'_{КР}) \cdot \lambda^2 \cdot \sin \varphi'_{КР},$$

где C - жесткость упругого элемента; L_1 - длина кривошипа; L_5 - длина шатуна кривошипно-ползунного механизма, $\lambda = L_1/L_5$, $\varphi'_{КР}$ - угол поворота кривошипа

В пятой главе приведены исследования, посвященные использованию в конструкции отбойного молотка накопителей энергии. Момент сопротивления на кривошипе, создаваемый со стороны коромысла, без учета динамики, имеет вид, показанный на рис.13. Как видно из диаграммы, момент сопротивления на кривошипе создаваемый коромыслом - величина переменная, которая имеет свое максимальное значение в зоне его разгона, что является причиной закручивания упругого

для кривошипно-ползунного механизма (угол между направляющей ползуна и кривошипом):

$$\varphi'_{КР} = \varphi_{КР} + \pi - \pi/4 - \alpha = \varphi_{КР} + 3 \cdot \pi/4 - \alpha,$$

где $\varphi_{КР}$ - угол поворота кривошипа для ударного механизма; α - угол между направляющей ползуна и осью инструмента; π - угол, учитывающий смещение угла, с которого начинается отсчет угла поворота кривошипно-ползунного механизма; $\pi/4$ - угол между осью инструмента и линии особого положения ударного механизма.

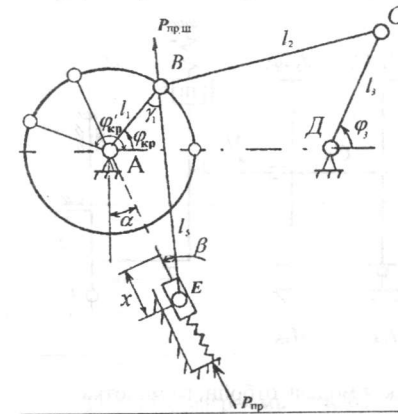


Рис.14. Расчетная схема ударного МПС с накопителем энергии в виде кривошипно-ползунного механизма с упругим элементом.

Важную роль при конструировании и выборе рационального расположения накопителя энергии относительно ударного механизма играет достижение максимального момента с противоположным знаком относительно момента сопротивления, создаваемого коромыслом от усилия расжатия упругого элемента перед ударом коромысла по волноводу. В связи с этим предварительно был проведен анализ момента на кривошипе, создаваемого силой упругости упругого элемента в момент удара без учета динамики. В ходе машинного эксперимента варьировались $\lambda = L_1/L_5$, угол между направляющей ползуна и осью инструмента (α).

Исследования показали, что значение λ не оказывает существенного влияния на изменение момента на кривошипе от усилия расжатия упругого элемента. А с изменением угла α максимальный момент на кривошипе от усилия расжатия упругого элемента передвигается относительно положения кривошипа. При этом максимальный момент на

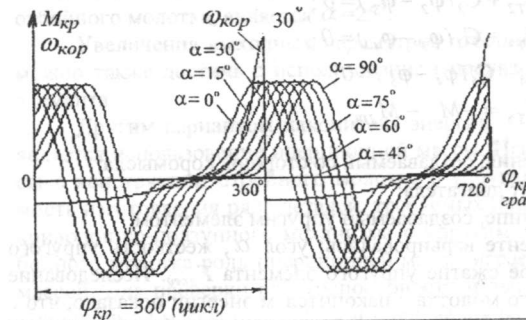


Рис.15. Зависимости $M_{кр.}$ от угла поворота кривошипа при различных α

кривошипе в зоне удара коромысла, получен при $\alpha=0^\circ-30^\circ$ (рис.15). Полученные результаты используются в дальнейших исследованиях динамики отбойного молотка с накопителем энергии в виде кривошипно-ползунного механизма с упругим элементом.

В дальнейшем составляется обобщенная динамическая модель отбойного молотка с накопителем энергии в виде кривошипно-ползунного механизма с упругим элементом (рис.16).

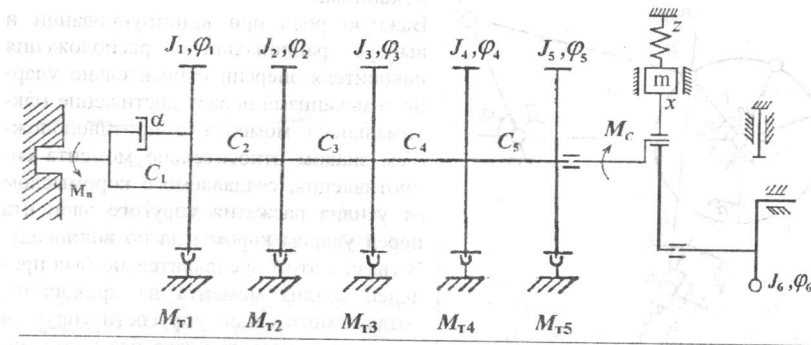


Рис.16. Обобщенная динамическая модель отбойного молотка с накопителем энергии в виде кривошипно-ползунного механизма с упругим элементом.

В модели накопитель энергии представляется в виде момента сопротивления на кривошипе, создаваемого усилием сжатия и расжатия упругого элемента. Движение элементов отбойного молотка с накопителем энергии записывается следующей системой уравнений:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 - \alpha \dot{\varphi}_1 + C_1 \varphi_1 + M_{T1} + C_2(\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{C_1}{T_d} \int (\varphi_1 - \varphi_2) dt = M_B;$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 - C_2(\varphi_1 - \varphi_2) + M_{T2} + C_3(\varphi_2 - \varphi_3) = 0;$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 - C_3(\varphi_2 - \varphi_3) + M_{T3} + C_4(\varphi_3 - \varphi_4) = 0;$$

$$J_4 \ddot{\varphi}_4 - C_4(\varphi_3 - \varphi_4) + M_{T4} + C_5(\varphi_4 - \varphi_5) = 0;$$

$$J_5 \ddot{\varphi}_5 - C_5(\varphi_4 - \varphi_5) + M_{T5} = -M_C - M_{пр}.$$

где M_C – момент сопротивления, создаваемый со стороны коромысла;

M_B – вращающий момент двигателя;

$M_{пр}$ – момент на кривошипе, создаваемый упругим элементом.

В машинном эксперименте варьировались: угол α , жесткость упругого элемента C и предварительное сжатие упругого элемента $F_{пред}$. Исследование движения элементов отбойного молотка с накопителем энергии показало, что с использованием в конструкции отбойного молотка накопителя энергии в виде

кривошипно-ползунного механизма с упругим элементом увеличиваются значения выходных параметров отбойного молотка, в частности энергии удара.

Установлено, что с использованием в конструкции накопителя энергии упругого элемента жесткостью $C=20$ кг/см (рис.17,а) энергия единичного удара отбойного молотка увеличивается относительно энергии удара без накопителя энергии (рис.17,б) на 88%. Исследованиями также выявлен рациональный угол расположения накопителя энергии относительно ударного механизма.

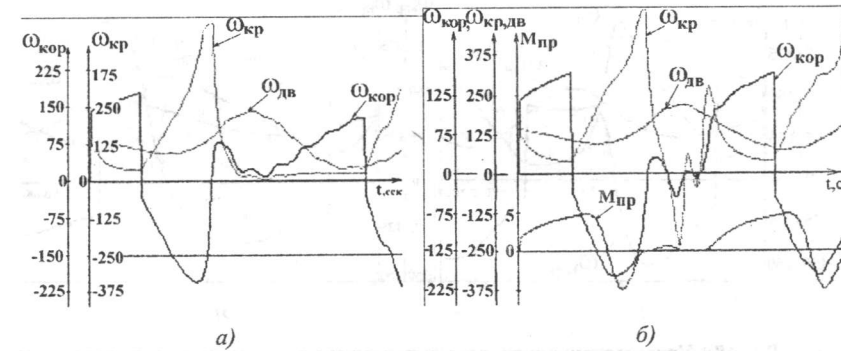


Рис. 17. Диаграммы угловых скоростей элементов отбойного молотка:

а) при $C=0$ кг/см, б) $C=20$ кг/см, $\alpha=25^\circ$. $\omega_{дв}$, $\omega_{кр}$, $\omega_{кор}$ – соответственно угловые скорости двигателя, кривошипа и коромысла, $M_{пр}$ – момент на кривошипе, создаваемый усилием упругого элемента.

Если прирост энергии удара при $\alpha=0^\circ$ ($C=20$ кг/см) составил 88%, то при $\alpha=25^\circ$ он составляет 135%, а при $\alpha=40^\circ$ наблюдается уменьшение энергии удара по сравнению с предыдущим случаем на 4,3%. Таким образом, рациональным углом между направляющим ползуна кривошипно-ползунного механизма и осью волновода, обеспечивающим наилучшие выходные параметры отбойного молотка, является $\alpha=25^\circ$.

Увеличения выходных параметров отбойного молотка с упругим звеном можно также достичь с использованием предварительного поджатия упругого элемента.

Другим вариантом накопителя энергии, более простым по конструкции, является использование инерционной массы. Использование инерционной массы в конструкции отбойного молотка с упругим звеном устраняет необходимость изготовления ряда деталей, требуемых при использовании в конструкции кривошипно-ползунного механизма с упругим элементом. В конструкции отбойного молотка роль инерционной массы играет кривошип с дополнительной массой. Для проверки работоспособности и выбора рациональных параметров инерционной массы проведены исследования на основе математического моделирования. Обобщенная динамическая модель отбойного молотка с инерцион-

ной массой аналогична его модели без дополнительной инерционной массы (см. рис.3). Отличием является то, что инерционная масса в математической модели представляется как кривошип с дополнительным моментом инерции ($J_{кр.}$) Исследования отбойного молотка с инерционной массой, где варьируется ее момент инерции, показали, что с увеличением момента инерции кривошипа (рис.18,а и 18,б) амплитуды колебаний угловых скоростей элементов отбойного молотка уменьшаются, а величины выходных параметров увеличиваются.

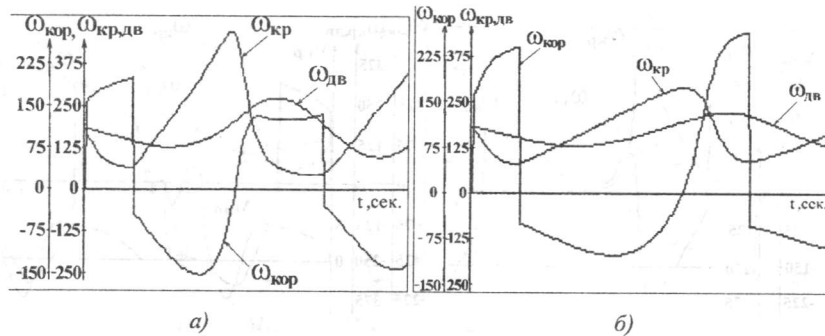


Рис.18. Угловые скорости элементов ударного механизма и двигателя при: а) $J_{кр.}=2,493 \cdot 10^{-4}$ кг·м², б) $J_{кр.}=12,453 \cdot 10^{-4}$ кг·м². $\omega_{дв}$, $\omega_{кр}$, $\omega_{кор}$ - соответственно угловые скорости двигателя, кривошипа и коромысла

Так, если при $J_{кр.}=2,493 \cdot 10^{-4}$ кг·м² энергия удара отбойного молотка составила $A=7,1$ Дж (рис.17,а), то при $J_{кр.}=12,453 \cdot 10^{-4}$ кг·м² энергия удара увеличивается до $A=27,6$ Дж (рис.17,б). При работе отбойного молотка без дополнительной массы ($J_{кр.}=2,493 \cdot 10^{-4}$ кг·м²) угловая скорость коромысла в зоне его разгона прекращает свой рост, т.е. как бы срезается верхняя часть диаграммы. А при использовании инерционной массы ($J_{кр.}=12,453 \cdot 10^{-4}$ кг·м²) угловая скорость коромысла имеет рост до конца зоны его разгона. Таким образом, исследования показали возможность и эффективность использования в конструкции отбойного молотка инерционной массы для увеличения его энергии удара.

Основные результаты и выводы теоретических исследований отбойного молотка с инерционной массой проверены и дополнены экспериментальными исследованиями. С целью оценки влияния инерционных параметров накопителя энергии на выходные показатели отбойного молотка в ходе экспериментальных исследований варьировался, как и в теоретических исследованиях, момент инерции кривошипа. Так как крутильные колебания упругого звена наиболее отчетливо могут отражаться в диаграмме угловой скорости кривошипа, в экспериментальных исследованиях наряду с угловой скоростью, потребляемой мощностью двигателя и угловой скоростью коромысла, была зарегистрирована и угловая скорость кривошипа.

Результаты экспериментальных исследований показали, что при работе отбойного молотка с упругим звеном без дополнительной массы упругое звено подвержено крутильным колебаниям наибольшей амплитуды. Амплитуда колебаний угловой скорости кривошипа при $J_1=2,493 \cdot 10^{-4}$ кг·м² (рис.19,а) равна $317,3$ с⁻¹ и с увеличением момента инерции накопителя энергии амплитуда колебаний угловой скорости кривошипа уменьшается и при $J_3=12,453 \cdot 10^{-4}$ кг·м² (рис.19,б) она равняется $191,4$ с⁻¹.

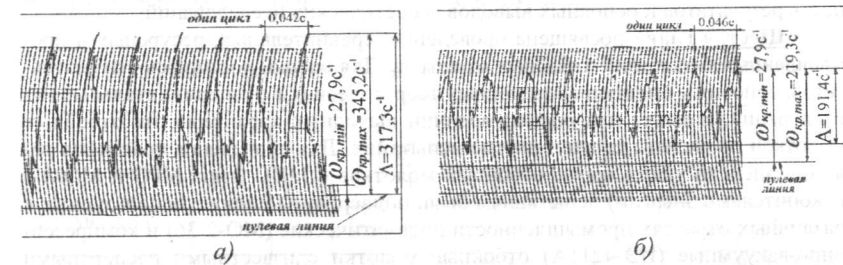


Рис. 19. Диаграммы угловых скоростей кривошипа а - при $J_1 = 2,493 \cdot 10^{-4}$ кг·м², б - при $J_3 = 12,453 \cdot 10^{-4}$ кг·м².

Колебания угловой скорости кривошипа приводят к колебаниям угловой скорости коромысла. При $J_1=2,493 \cdot 10^{-4}$ кг·м² в зоне разгона коромысла его угловая скорость подвержена колебаниям, т.е. в этой зоне увеличение угловой скорости коромысла неустойчивое. С увеличением момента инерции ($J_2=5,493 \cdot 10^{-4}$ кг·м²) накопителя энергии наблюдается изменение диаграммы угловой скорости коромысла в лучшую сторону, но еще не достигается устойчивый рост угловой скорости коромысла в зоне его разгона. При использовании в конструкции ударного механизма накопителя энергии с моментом инерции $J_3=12,453 \cdot 10^{-4}$ кг·м² достигается устойчивое увеличение угловой скорости

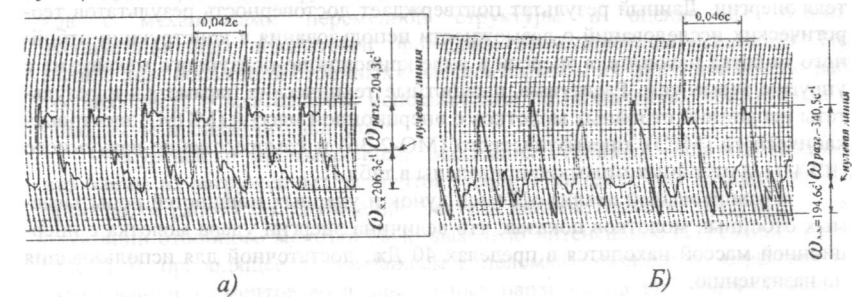


Рис. 20. Диаграммы угловых скоростей коромысла а - при $J_1 = 2,493 \cdot 10^{-4}$ кг·м², б - при $J_3 = 12,453 \cdot 10^{-4}$ кг·м².

коромысла в зоне его разгона. Если средняя предупредная угловая скорость коромысла при $J_1=2,493 \cdot 10^{-4}$ кг·м² равняется 204,3 с⁻¹, (рис.20,а) то при $J_3=12,453 \cdot 10^{-4}$ кг·м² она находится около 340,5 с⁻¹ (рис.20,б). Соответственно энергия удара отбойного молотка также увеличивается. Полученная, с использованием накопителя, энергия удара отбойного молотка с упругим звеном является достаточной для выполнения работ, предусмотренных его назначением. Таким образом, экспериментальными исследованиями подтверждена достоверность результатов и основных выводов теоретических исследований.

Шестая глава посвящена проведению сравнительных, ресурсных и промышленных испытаний отбойных молотков. Для оценки достоверности результатов, основных выводов проведенных теоретических и экспериментальных исследований, а также для оценки величин выходных характеристик отбойных молотков проведены сравнительные испытания. Для проведения сравнения величин энергии удара, кроме отбойных молотков с МПС (типа МРЭ и MOM с накопителями энергии) испытаниям были подвергнуты широко используемые в различных отраслях промышленности пневматические (МО-2-36) и компрессионно-вакуумные (ИЭ-4211А) отбойные молотки с известными паспортными данными выходных характеристик. Суть сравнительных испытаний заключалась в сравнении объемов отпечатков, полученных от кончиков инструмента на алюминиевом шаботе при работе отбойного молотка за определенное время. Использование в качестве оценки критерия не глубины лунок на алюминиевом шаботе, а их объемов объясняется тем, что сечение конца инструмента имеет нарастающую, с увеличением глубины внедрения, величину, т.е. с увеличением глубины лунок потребуется больше ударной мощности отбойного молотка для дальнейшего внедрения.

Результаты испытаний показали, что с использованием в конструкции отбойного молотка накопителя энергии в виде кривошипно-ползунного механизма с упругим элементом ($C=20$ кг/см, $\alpha=25^\circ$) объем полученных лунок больше в 8,22 раза по сравнению с объемом лунок, полученных при работе без накопителя энергии. Данный результат подтверждает достоверность результатов теоретических исследований о возможности использования в конструкции отбойного молотка накопителя энергии в виде кривошипно-ползунного механизма с упругим элементом. Расчетные, паспортные технические параметры и результаты испытаний отбойных молотков с инерционной массой (МOM), электромеханического (МРЭ), пневматического (МО-2-36) и компрессионно-вакуумного (ИЭ-4211А) отбойных молотков приведены в табл.1.

Сравнительный анализ объемов лунок и ударных мощностей испытываемых отбойных молотков показал, что величина энергии удара молотка с инерционной массой находится в пределах 40 Дж, достаточной для использования по назначению.

Одной из немаловажных проблем при создании ударных и ударно-вращательных машин является обеспечение их бесперебойной работы, так как в процессе работы на элементы ударного узла воздействуют циклические нагрузки, превышающие допустимые, которые приводят к выходу из строя некоторых

деталей. С целью выявления слабых узлов и отдельных деталей в конструкции отбойного молотка проведены ресурсные испытания. Для быстрого выявления слабых узлов конструкции, отбойные молотки были подвергнуты более жестким условиям испытаний. Результаты испытаний показали, что некоторые детали ударного узла не обеспечивают необходимой долговечности и приводят к преждевременному выходу из строя отбойного молотка. Выявленные таким образом детали были улучшены с использованием методов упрочнения, правильным выбором материала и изменением конструкции.

Таблица 1.

Паспортные и расчетные технические параметры отбойных молотков и результаты их сравнительных испытаний

№	Отбойные молотки	Энергия удара, Дж	Частота ударов, Гц	Ударная мощность, Вт	Параметры приводного двигателя	Глубина внедрения, мм	Средний объем лунки, мм ³	Примеч.
1.	МО-2-36	36,5	23	839,5	—	11,4	562,0	Выпуск. серийно.
2.	ИЭ-4211А	25	18	450	А, 1100 Вт	8,9	347,0	Выпуск. серийно.
3.	МРЭ-6	23	16,77	384	К, 1100 Вт. 16000 об/мин.	8,5	315,6	С МПС.
4.	МOM-10 без инерционной массы	10,6	23,6	250,2	А, 1100 Вт 1420 об/мин.	5,5	95,0	С МПС и с упругим звеном
5.	МOM-10 с инерционной массой	40	20	800	А, 1100 Вт 1420 об/мин.	11,5	600,5	

Примечание: А – трехфазный асинхронный электродвигатель;
К – однофазный универсальный коллекторный двигатель.

Для определения функциональной работоспособности отбойных молотков с механизмами переменной структуры и оценки их технико-эксплуатационных показателей проведены промышленные испытания. Промышленные испытания отбойных молотков выявили их функциональную работоспособность и возможность использования по назначению, обеспечивая необходимую производительность.

Ресурсные и промышленные испытания отбойных молотков показали, что одним из нагруженных элементов ударной системы, над которым необходимо вести работу по увеличению ресурса работы, является шатун. При эксплуатации отбойного молотка было выявлено интенсивное нагревание шатуна (рис.21,б), приводящее в дальнейшем к поломкам различного характера или схватыванию элементов во вращательных парах «кривошип-шатун», «шатун-коромысло» и к преждевременному выходу из строя отбойного молотка. Поэтому одним из направлений исследований в создании отбойных молотков был поиск рациональной конструкции шатуна, обеспечивающей его бесперебойную

работу. Путем апробации, испытания различных конструкций шатунов (см. табл.2) и визуальным наблюдением выбрана рациональная конструкция (рис.21,б), которая в дальнейшем прошла испытания на разработанном стенде.

Таблица 2.
Результаты испытаний конструкций шатунов

№	Конструкции шатунов	Результаты испытаний
1.	Шатун с двумя подшипниками качения	Поломка сепаратора подшипника в шарнире «шатун-коромысло»
2.	Шатун без подшипников качения	Схватывание в шарнирах «кривошип-шатун» и «шатун-коромысло»
3.	Шатун радиаторного типа	Нагрев шарниров
4.	Шатун радиаторного типа со впрессованными втулками	Нагрев шарниров
5.	Шатун с подшипником качения в шарнире «кривошип-шатун»	Схватывание в шарнире «шатун-коромысло»
6.	Шатун с одним подшипником качения с уменьшенной массой	Нагрев не наблюдается, отсутствует схватывание в шарнирах.

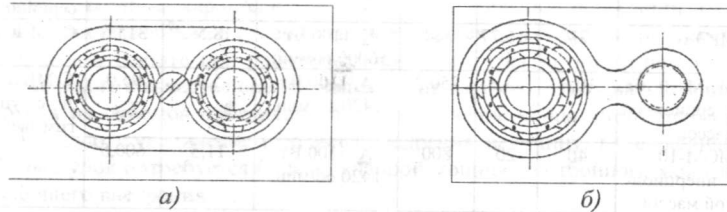


Рис. 21. Первоначальная (а) и рекомендуемая (б) конструкции шатунов.

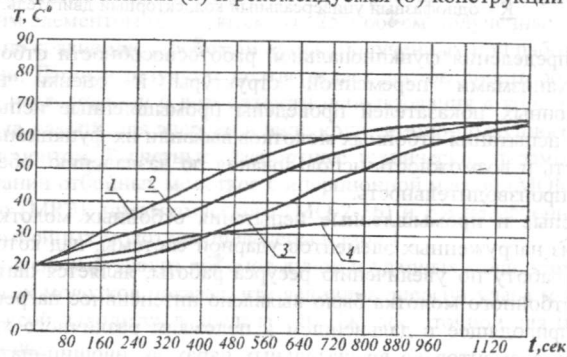


Рис.22. Изменение температуры сопрягаемых поверхностей деталей и шарниров: 1- шарнир «шатун-коромысло»; 2-боек; 3- коромысло; 4- шарнир «шатун-кривошип».

При испытании шатуна фиксировались температуры: поверхностей шарниров «кривошип-шатун» и «шатун-коромысло»; поверхности коромысла. Испытания показали, что при использовании выбранной конструкции шатуна через 20 минут работы температура поверхностей шарниров и коромысла стабилизируется, и с дальнейшей эксплуатацией не наблюдается ее повышение (рис.22). Использование предложенной конструкции шатуна позволило увеличить время безостановочной работы отбойных молотков.

С использованием результатов теоретических и экспериментальных исследований, сравнительных, ресурсных и промышленных испытаний усовершенствованы конструкции таких деталей и узлов отбойных молотков как коромысло, волновод, подшипниковые узлы кривошипа и коромысла, корпуса отбойных молотков. Это позволило не только увеличить время безостановочной работы отбойных молотков, но и улучшить такие важные технические характеристики для ручных машин как габаритные размеры и масса.

В результате проведенного комплекса исследований по созданию ручных ударных машин на основе механизма переменной структуры подготовлены к промышленной серии отбойные молотки различных модификаций: типа МОМ (рис.23) и типа МРЭ (рис.24), обеспечивающие требуемые технико-эксплуатационные характеристики, все это отражено в седьмой главе.

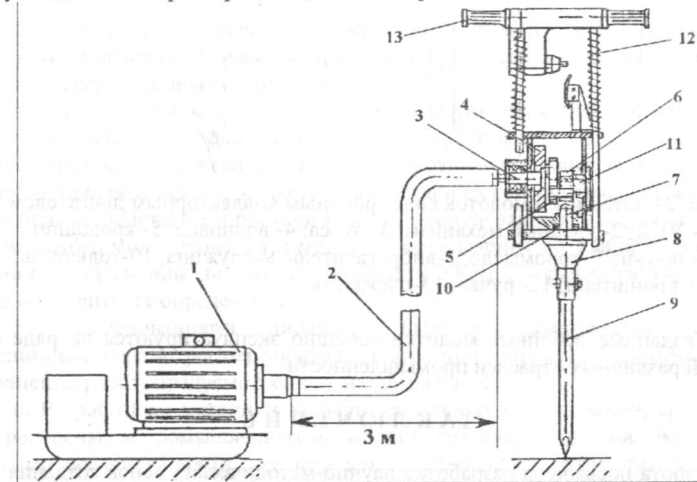


Рис. 23. Отбойный молоток с упругим звеном МОМ-10

1-асинхронный электродвигатель, 2- упругое звено, 3-кривошип, 4- инерционная масса, 5- шатун, 6-коромысло, 7-волновод, 8-букса, 9-инструмент, 10- шайбы, 11-ось коромысла, 12-виброгаситель. 13-ручка.

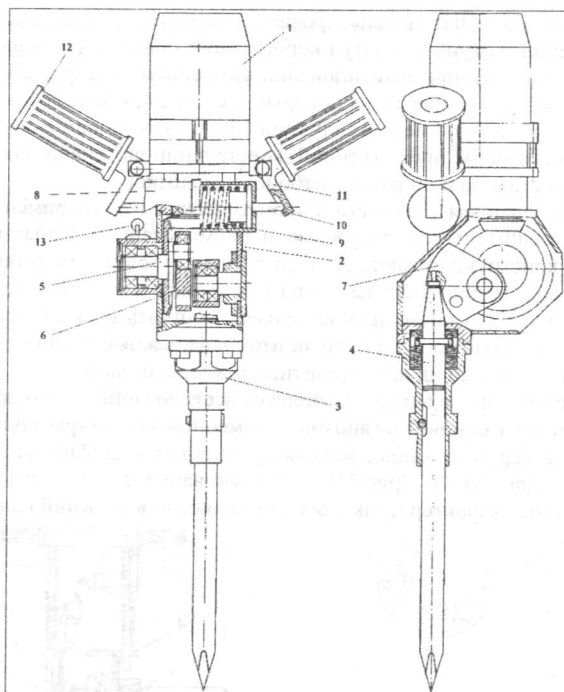


Рис. 24. Отбойный молоток со встроенным коллекторным двигателем МРЭ
1- УКД; 2- ударный механизм; 3- букса; 4- волновод; 5- кривошип;
6- шатун; 7- коромысло; 8- виброгаситель; 9- пружина; 10- толкатель;
11- кронштейн; 12- ручка; 13- пускатель.

Созданные отбойные молотки успешно эксплуатируются на ряде предприятий различных отраслей промышленности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Работа посвящена разработке научно-методических основ создания ударных и ударно-вращательных машин с ударным узлом на основе механизма переменной структуры. Проведен анализ конструктивных схем, технических характеристик, преимуществ и недостатков традиционно используемых в промышленности отбойных молотков. Рассмотрена и обоснована целесообразность использования шарнирно-четырёхзвенного механизма переменной структуры с наибольшим шатуном в качестве ударного узла в конструкциях ударных и ударно-вращательных машин. Для обеспечения требуемых выходных характе-

ристик отбойных молотков и долговечности элементов системы, проводятся исследования динамики машины, достоверность результатов и основных выводов которых подтверждаются результатами сравнительных, ресурсных и промышленных испытаний. Рассматривается также динамика перфоратора на основе механизма переменной структуры, оборудованного универсальным коллекторным двигателем. С использованием результатов исследований подготовлены к промышленной серии отбойные молотки с механизмом переменной структуры.

Основными результатами работы являются:

1. Обоснована целесообразность использования шарнирно-четырёхзвенного механизма переменной структуры с наибольшим шатуном в качестве ударного узла ручных ударных машин. Данная схема обеспечивает наибольшую предупредную угловую скорость коромысла, которая определяет энергию единичного удара, имеющую первостепенную важность для ударных машин.

2. Разработаны математические модели элементов системы и обобщенные математические модели отбойного молотка с упругим звеном и электромеханического перфоратора, позволяющие анализировать динамику элементов машины.

3. Установлено отрицательное влияние крутильных колебаний упругого звена и кинематических, массо-инерционных параметров элементов отбойного молотка на его выходные параметры.

4. Разработаны математическая модель универсального коллекторного двигателя в зонах не насыщенного и насыщенного магнитного потока, учитывающая протекающие в двигателе электромагнитные процессы и влияние параметров присоединенной к двигателю механической системы, позволяющая проводить исследование динамики машин, оборудованных УКД на основе математического моделирования и методика определения коэффициентов k и C , входящих в уравнение динамической модели УКД, которая позволяет существенно облегчить их определение.

5. Исследованиями динамики выявлены рациональные массо-инерционные параметры перфоратора и отбойного молотка, обеспечивающие выполнение работ, предусмотренных их назначением.

6. Разработаны методики экспериментальных исследований, сравнительных, ресурсных и промышленных испытаний отбойных молотков. Экспериментальными исследованиями подтверждены достоверность результатов и основных выводов теоретических исследований отбойных молотков. На основе результатов исследований динамики отбойного молотка рекомендовано использование в его конструкции накопителей энергии – кривошипно-ползунного механизма с упругим элементом и инерционной массы, способных аккумулировать энергию при холостом ходе коромысла и отдавать ее при разгоне.

7. Исследованиями установлена правильность принятых технических решений по использованию накопителей энергии. С использованием накопителей энергии (кривошипно-ползунный механизм с упругим элементом и инерцион-

ная масса) основной выходной параметр отбойного молотка (энергия удара) существенно увеличивается.

8. Выявлены рациональные параметры накопителей энергии: в кривошипно-ползунном механизме с упругим элементом рекомендован - угол между осью инструмента и направляющей ползуна; при использовании инерционной массы рекомендована величина ее момента инерции, обеспечивающие требуемые выходные параметры отбойного молотка.

9. Сравнительными испытаниями подтверждены результаты исследований динамики отбойных молотков. С использованием накопителей энергии существенно увеличивается объем лунок, который показывает увеличение энергии удара. При использовании накопителя энергии в виде кривошипно-ползунного механизма с упругим элементом объем полученных лунок увеличивается до 8 раз, а при использовании инерционной массы до 6 раз. Промышленными испытаниями определены технико-эксплуатационные характеристики отбойного молотка, показывающие возможность его использования по назначению, обеспечивая необходимую производительность.

10. На основе результатов ресурсных и промышленных испытаний разработана рациональная конструкция шатуна, обеспечивающая бесперебойную работу отбойных молотков, и усовершенствованы конструкции отдельных деталей, узлов и отбойных молотков в целом.

11. С использованием результатов теоретических, экспериментальных исследований, сравнительных, ресурсных и промышленных испытаний созданы образцы отбойных молотков, подготовленные к промышленной серии.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Применение ручных машин ударного действия на основе механизмов переменной структуры для переработки отходов промышленности // Пути повышения эффективности использования отходов промышленности. - Ош, 1993. - С.57 (соавторы: Касымбеков С.Н., Абдраимов Э.С.).

2. Методика экспериментальных исследований отбойного молотка с гибким валом // Механизмы переменной структуры и вибрационные машины: Материалы второй международной конференции. - Бишкек, 1995. - С.310-314.

3. Электромеханический отбойный молоток с ударным механизмом переменной структуры // Решение проблемных вопросов теории механизмов и машин: Материалы международной конференции. - Фергана, 1994. - С. 42-43. (соавторы: Абдраимов С., Алтынов Б.Д.).

4. Кривошипно-коромысловые механизмы переменной структуры // Механизмы переменной структуры и классов. - Алма-Ата, 1994. - С.168-172. (соавторы: Абытов А.А., Келдибеков А., Касымбеков С.Н.).

5. Оценка влияния параметров коромысла на эффективную работу ударного механизма переменной структуры // Решение проблемных вопросов теории

механизмов и машин. - Фергана, 1994. - С.44. (соавторы: Еремьянц В.Э., Алтынов Б.).

6. Передачи с гибкими звеньями в ручных машинах ударного действия с механизмами переменной структуры // Сб. трудов Инж. Акад. КР. - Вып.1. - Бишкек, 1995. - С. 245-249. (соавторы: Абдраимов С., Каримбаев Т.Т., Алтынов Б.Д.).

7. Результаты стендовых испытаний экспериментального образца отбойного молотка MOM-30. // Сб. трудов Инж. Академии КР. - Вып.1. - Бишкек, 1995. - С.249-253. (соавторы: Абдраимов С., Алтынов Б.Д.).

8. Исследование отбойного молотка с механизмом переменной структуры и гибким валом // Международная научно-практическая конференция посвященная 660-летию Амира Тимура /доклады и сообщения/. - Ош, 1995. - С.117-118. (соавторы: Абдраимов С., Акаева М.Д.).

9. Динамика отбойного молотка с гибким валом // Механизмы переменной структуры и вибрационные машины: Материалы второй международной конференции. - Бишкек, 1995. - С.79-80. (соавторы: Абдраимов С., Джуматаев М.С.).

10. Математическое моделирование движения элементов отбойного молотка с гибким валом // Международная науч. - практ. конференция. - Караганда, 1997. (соавтор: Абдраимов С.).

11. О влиянии зазоров в шарнирно-рычажном четырехзвенном ударном механизме на величину энергии удара // Сборник науч. трудов Инст. машиноведения НАН КР. - Бишкек: Илим, 1997. - С. 182-188. (соавторы: Абдраимов С., Фокин Ю.А.).

12. Компенсация погрешностей изготовления шарнирно-рычажного ударного механизма поправкой на длину шатуна // Сборник науч. трудов Инст. машиноведения НАН КР. - Бишкек: Илим, 1997. - С. 188-192. (соавторы: Абдраимов С., Фокин Ю.А.).

13. Исследование работы отбойного молотка с гибким валом по математической модели // Проблемы и перс. интегр. образования КРСУ. - Бишкек, 1998. - С.11-12. (соавтор: Халмуратов Р.С.).

14. Математическая модель универсального коллекторного двигателя // Наука и новые технологии. - № 4.-1999. - С. 79-82. (соавторы: Абдраимов С., Кукчаев М.М.).

15. Распределение энергии в отбойном молотке с гибким валом // Вестник ИГУ. - Каракол. - 1999. - С.120-125. (соавторы: Абдраимов С., Каримов А., Белёв Т., Халмуратов Р.С.).

16. Электромеханический отбойный молоток со встроенным коллекторным двигателем // Механизмы переменной структуры и виброударные машины: Материалы международной конференции. - Бишкек, 1999. - С. 288-292. (соавтор: Халмуратов Р.С.).

17. Отбойный молоток с гибким валом на основе механизмов переменной структуры // Механизмы переменной структуры и виброударные машины: Материалы международной конференции. - Бишкек, 1999. - С. 284-288. (Халмуратов Р.С., Молдокеев М.Т.).

18. Разработка корпуса ручного перфоратора с механизмом переменной структуры //Механизмы переменной структуры и виброударные машины: Материалы международной конференции -Бишкек, 1999. – С. 292-299. (соавторы: Халмуратов Р.С., Дыканалиев К.М.).

19. Механизмы переменной структуры для механизации ручного труда. //New technologies in Islamic countries: International science and technical conf. - Almaty, 1999.-P.51-53.(соавторы: Алиев М.И., Кукчаев М.М., Мамытов А.Б.).

20. Маховик как накопитель энергии в отбойном молотке с гибким валом //Материалы междуна. конф. КРСУ. - Бишкек, 1999. – С.16-17. (соавтор: Халмуратов Р.С.).

21. Аккумуляция энергии в отбойном молотке с гибким валом //Наука и новые технологии. -№ 2, 1999. –С.101-103. (соавторы: Каримов А., Белеков Т.).

22. Анализ причин возникновения экстремальных усилий и поломков ручных ударных машин с шарнирным четырехзвенным ударным механизмом //Механизмы переменной структуры и виброударные машины: Материалы международной конференции.-Бишкек,1999. -С.278-284. (соавтор: Фокин Ю.А.).

23. Исследование динамики отбойного молотка с аккумулятором энергии //Технологии и перспективы современного инженерного образования науки и производства: материалы международной конференции. –Бишкек: КТУ, 1999. – С.4-9. (соавторы: Абдраимов С., Каримов А., Белеков Т., Кошбаев А.).

24. О влиянии упругости звеньев ударного механизма и зазоров в кинематических парах на выходные параметры отбойного молотка //История, культура и экономика юга Кыргызстана. – Ош, 2000. – С. 283-288. (соавторы: Халмуратов Р.С., Кукчаев М.М.).

25. Математическая модель УКД в области насыщенной магнитной системы /Вестник ИГУ: № 4. – Каракол, 2000. – С.126-130. (соавторы: Абдраимов С., Фокин Ю.А., Кукчаев М.М.).

26. К составлению математической модели универсального коллекторного двигателя //Наука и новые технологии. - N 2.- Бишкек, 2000. – С.153-155. (соавторы: Абдраимов С., Фокин Ю.А., Кукчаев М.М.).

27. Обзор и анализ существующих исследований машин оборудованных УКД //Наука и новые технологии. - № 2. – Бишкек, 2000. – С.63-66. (соавторы: Абдраимов С., Кукчаев М.М.).

28. Механизмы переменной структуры - новые горизонты машиностроения //Проблемы строительной отрасли и пути их решения. - Бишкек: Технология. - 2001. – С.301-308. (соавторы: Абдраимов С. и др.).

29. Построение математической модели электромеханического перфоратора на основе механизма переменной структуры //Новые наукоемкие технологии и технологические оборудования: Материалы конференции, посвященной I с=езду инженеров Кыргызстана и 10-летию образования ИА КР. –Бишкек: Технология. -2001. –С. 58-64. (соавторы: Кукчаев М.М., Абдраимова Н.С.).

30. Испытание отбойного молотка на основе механизма переменной структуры //Новые наукоемкие технологии и технологические оборудования:

Материалы конференции, посвященной I с=езду инженеров Кыргызстана и 10-летию образования ИА КР. –Бишкек:Технология. -2001. –С. 64-67. (соавтор: Халмуратов Р.С.).

31. Поиск, испытание и выбор конструкции шатуна в ударном механизме переменной структуры //Новые наукоемкие технологии и технологические оборудования: Материалы конференции, посвященной I с=езду инженеров Кыргызстана и 10-летию образования ИА КР. – Бишкек: Технология. - 2001. – С.67-71. (соавтор: Халмуратов Р.С.).

32. Динамика отбойного молотка с ударным механизмом переменной структуры. – Бишкек: Илим, 2001. – 114 с.

33. Некоторые особенности использования рычажных механизмов переменной структуры //Материалы первой Республиканской научной конференции студентов-физиков и молодых ученых. – Каракол: ИГУ, 2002. – С.128-132. (соавторы: Э.С. Абдраимов, Р.С. Халмуратов, Б.М. Калматов, Н.С. Абдраимова).

РЕЗЮМЕ

Абидов Абдыкадыр Омарович

Урма машиналарды жаратуудагы өзгөрүлмө структуралуу механизмдерди колдонуунун илимий-методикалык негиздери

Ачкычтык сөздөр: өзгөрүлмө структуралуу механизм, ургулоочу балка, серпилгичтүү звено, электромеханикалык перфоратор, математикалык модели, динамика, серпилгичтүү элементтүү ийримуунактуу жылгычтуу механизм, инерциялык масса, эксперименттик изилдөө, салыштырма, ресурстук жана өнөр жайлык сыноолор.

Бул илимий жумуш өзгөрүлмө механизмдердин негизиндеги урма механизмдүү ургулоочу жана тегеренип-ургулоочу машиналарды жаратуунун илимий методикалык негиздерин иштеп чыгууга арналган. Теориялык жана эксперименттик изилдөөлөр, салыштырмалуу, ресурстук жана өнөр жайлык сыноолор жүргүзүлгөн. Теориялык изилдөөлөр машиналардын математикалык моделдеринин негизинде ЭЭМди колдонуу аркылуу жүргүзүлгөн.

Серпилгичтүү звено менен иштеген ургулоочу балканын динамикасын изилдөө анын иштөө учурунда, серпилгичтүү звенодогу айланып термелүү кыймылынын балканын чыгуу көрсөткүчтөрүнө терс таасирин тийгизерин көрсөттү. Серпилгичтүү звенодогу айланып термелүү проблемаларын чечүү үчүн ургулоочу балканын түзүлүшүндө серпилгичтүү элементтүү ийримуунактуу жылгычтуу механизмди жана инерциялык масса-

луу энергияны чогултуучу түзүлүштөрдү колдонуу сунуш кылынган жана изилдөөлөрдүн жыйынтыктары кабыл алынган техникалык чечимдердин тууралыгын далилдеди. Жана дагы илимий жумушта электромеханикалык перфоратордун динамикасы анын математикалык моделинин негизинде изилденген.

Салыштырмалуу жана өнөр-жайлык сыноолордо теориялык жана эксперименттик изилдөөлөрдүн жыйынтыктарынын тууралыгы аныкталган. Жүргүзүлгөн изилдөөлөрдүн жыйынтыктарынын негизинде ургулоочу балканын жана анын айрым деталдарынын түзүлүштүрү жакшыртылган. өзгөрүлмөлүү структуралуу механизмдердин негизиндеги урма балкалар өнөр жайлык серияга даярдалган.

РЕЗИОМЕ

Абидов Абдыкадыр Омарович

Научно-методические основы применения механизмов переменной структуры для создания ударных машин

Ключевые слова: механизм переменной структуры, отбойный молоток, упругое звено, электромеханический перфоратор, математическая модель, динамика, кривошипно-ползунный механизм с упругим элементом, инерционная масса, экспериментальные исследования, сравнительные, ресурсные и промышленные испытания.

Работа посвящена разработке научно-методических основ создания ударных и ударно-вращательных машин с ударным узлом на основе механизма переменной структуры. Проведены теоретические, экспериментальные исследования, сравнительные, ресурсные, промышленные и испытания. Теоретические исследования проводятся на основе математических моделей машин с использованием ЭВМ.

Исследования динамики отбойного молотка с упругим звеном показали, что при его работе упругое звено подвержено крутильным колебаниям, которые отрицательно влияют на выходные параметры отбойного молотка. Предлагается решение проблемы крутильных колебаний упругого звена с введением в конструкцию отбойного молотка накопителей энергии — кривошипно-ползунного механизма с упругим элементом и инерционной массы, результаты исследований которых подтверждают правильность принятых технических решений. В работе также исследуется динамика электромеханического перфоратора на основе его математической модели.

Сравнительные и промышленные испытания подтверждают результаты и основные выводы теоретических и экспериментальных исследований. С использованием результатов проведенных исследований усовершенствованы конструкции отдельных деталей и отбойных молотков в целом. Отбойные молотки с механизмом переменной структуры подготовлены к промышленной серии.

THE SUMMARY

Abidov Abdykadyr Omarovich

Scientific - methodical bases of application Mechanisms of variable structure for creation of shock machines

Key words: the mechanism of variable structure, a jackhammer, an elastic part, the electromechanical puncher, mathematical model, dynamics, the crank-slider mechanism with an elastic element, inertial weight, experimental researches, comparative, resource and industrial tests.

Work is devoted to development of scientific - methodical bases of creation of shock and shock -rotary machines with shock unit on the basis of the mechanism of variable structure. Experimental researches, comparative, resource, industrial and tests are carried out theoretical. Theoretical researches will be carried out on the basis of mathematical models of machines with use of the COMPUTER.

Researches of dynamics of a jackhammer with an elastic part have shown, that at his work the elastic part is subject torsion to fluctuations, which negatively influence target parameters of a jackhammer. The decision of problem torsion fluctuations of an elastic link with introduction in a design of a jackhammer of stores of energy - the crank-slider mechanism with an elastic element and inertial weight which results of researches prove the accepted technical decisions is offered. In work dynamics of the electromechanical puncher also is investigated on the basis of his mathematical model.

Comparative and industrial tests confirm results and the basic conclusions theoretical and experimental researches. With use of results of the carried out researches designs of separate details and jackhammers as a whole are advanced. Jackhammers with the mechanism of variable structure are prepared for an industrial series.