

На правах рукописи



Абрамов Алексей Владимирович

**РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ И МЕТОДОВ РАСЧЕТА УСТРОЙСТВ  
ДЛЯ ВЫБОРКИ ЗАЗОРОВ В ШАРНИРАХ РЫЧАЖНЫХ ЩЕКОВЫХ  
ДРОБИЛЬНЫХ МАШИН**

Специальность

05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы (металлургического производства)

**А в т о р е ф е р а т**  
диссертации на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Новокузнецк – 2022

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Сибирский государственный индустриальный университет»

Научный Руководитель	Никитин Александр Григорьевич – доктор технических наук, профессор
Официальные оппоненты:	Сорокин Владимир Николаевич – доктор технических наук, доцент, федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Омский государственный технический университет», профессор кафедры «Основы теории механики и автоматизированного управления»  Герике Павел Борисович – кандидат технических наук, доцент, федеральный исследовательский центр угля и углехимии Сибирского отделения Российской академии наук, старший научный сотрудник лаборатории угольного машиноведения
Ведущая организация	федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Белгородский государственный технологический университет имени В.Г. Шухова»

Защита состоится 07 июня 2022 г. в 13.00 часов в аудитории 3П на заседании диссертационного совета Д 212.252.04 при ФГБОУ ВО «Сибирский государственный индустриальный университет» по адресу: 645007, Россия, Кемеровская область – Кузбасс, г. Новокузнецк, Центральный район, ул. Кирова, зд. 42, СибГИУ.

Факс: 8(3843) 46-57-92,  
E-mail: ds212\_252\_04@sibsiu.ru

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке и на сайте ФГБОУ ВО «Сибирский государственный индустриальный университет» <http://www.sibsiu.ru>

Автореферат разослан «\_\_» апреля 2022 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета  
д.х.н., профессор



Горюшкин  
Владимир Фёдорович

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** Metallургические предприятия широко используют измельченные материалы, получаемые разрушением исходного продукта в дробильных машинах. Дробильные машины входят в состав шихтовых отделений доменных и сталеплавильных цехов. При подготовке рудных и нерудных материалов (руд, флюсов, топлива, агломерата) к ведению металлургических технологических процессов (выплавки чугуна и стали) должен соблюдаться соответствующий фракционный состав. В большинстве случаев нужная крупность достигается измельчением более крупных кусков на дробилках. При производстве ферросплавов дробление является заключительной операцией для получения готового товарного продукта.

Основными показателями качества дробилок, характеризующих их технический уровень и конкурентоспособность, являются надежность и долговечность, определяемая межремонтным сроком в заданных условиях эксплуатации. Среди многочисленных технических причин относительно кратковременных, но достаточно частых отказов в условиях эксплуатации щековых дробилок значительное место занимают простои, связанные с заменой вкладышей подшипников скольжения из-за их износа. Быстрый выход из строя вкладышей является результатом не только их износа под действием контактного трения между пальцами шарниров и вкладышами, но и действия импульсных сил.

При работе дробильной машины в элементах кинематической цепи привода действуют импульсные силы, возникающие из-за соударения пересопрягаемых поверхностей шарниров, которые имеют зазоры. Поэтому предотвращение появления импульсных сил в шарнирах механизма качания подвижной щеки щековой дробильной машины с целью повышения её надёжности и увеличения производительности за счёт снижения простоев является актуальной задачей.

Диссертационная работа выполнена в соответствии планом хоздоговорных научно-исследовательских работ ФГБОУ ВО «Сибирский государственных индустриальный университет», 2017 г.

**Степень разработанности темы исследования.** Методы исследований динамических и колебательных явлений, возникающих при работе машин рассмотрены в работах В.Л. Бидермана, Н.М. Крылова, Я.Г. Пановко, С.П. Тимошенко, R.M. Brach, R.C. Johnson и другими. Совершенствование металлургических машин происходит на основании теоретических изысканий и огромного практического опыта, обобщенного в трудах А.И. Целикова, Ф.К. Иванченко, П.И. Полухина, В.М. Гребеника, В.Н. Анцупова, С.М. Горбатюка и других. Изучению влияния зазоров в шарнирах рычажных механизмов на возникающие динамические нагрузки и способам их предупреждения посвящены работы И.И. Вульфсона, И.Г. Русакова, В.И. Сергеева, К.М. Юдина.

**Цель и задачи работы.** Цель работы заключается в повышении надежности рычажных щековых дробильных машин за счет предотвращения появления импульсных сил, возникающих при перебегах зазоров в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки.

Для достижения поставленной цели сформулированы следующие **задачи исследования:**

1. Провести анализ методов исследования динамических процессов, возникающих при работе машин и причин отказов щековых дробилок.

2. Выявить условия появления импульсных сил, возникающих при перебегах зазоров в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки рычажных щековых дробилок.

3. Установить математические зависимости, позволяющие рассчитывать деформационную способность и жесткость упругих пневматических устройств, выполненных в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией, при действии статической и динамической силы на стадии проектирования.

4. Разработать методы конструирования устройств для выборки зазоров с упругими пневматическими элементами в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма рычажных щековых дробилок.

5. Установить взаимосвязи между условиями, вызывающими импульсные силы во время работы рычажных щековых дробилок, и параметрами, характеризующими свойства упругих пневматических элементов, выполненных в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией, предназначенных для выборки зазоров в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма.

6. Разработать рекомендации по использованию устройств для выборки зазоров в сочленениях кинематических пар кривошипно-коромыслового механизма рычажных щековых дробильных машин.

#### **Научная новизна:**

- определены условия появления импульсных сил, возникающих при перебегах зазоров в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки в процессе работы щековой дробильной машины;

- получены математические зависимости, позволяющие рассчитывать деформационную способность и жесткость упругих пневматических устройств, выполненных в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией, при действии статической и динамической силы на стадии проектирования;

- разработаны условия применения и способы конструирования упругих пневматических устройств, выполненных в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией, в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма качания щеки щековой дробильной машины для безударного пересопряжения контактных поверхностей, увеличивающих долговечность элементов механизма.

#### **Теоретическая и практическая значимость работы.**

Разработана, защищенная патентом, конструкция щековой дробилки, оснащенной в узлах сочленения кинематических пар кривошипно-коромыслового механизма привода машины упругими пневматическими устройствами (Патент Российской Федерации на полезную модель № 174625 «Щековая дробилка»). Практическая значимость работы заключается в том, что разработанные математические модели диагностирования перебега зазоров в шарнирах позволяют выявить закономерности возникновения импульсных сил при работе кривошипно-коромыслового механизма рычажной щековой дробилки. Результаты исследования представляют собой комплекс мероприятий, которые позволяют проектировать и рассчитывать рычажные щековые дробилки с учетом возможности применения в подшипниковых узлах скольжения устройств выборки зазоров, выполненных в виде

упругих пневматических цилиндрических элементов, которые исключают возможность появления импульсных сил из-за перебега зазоров в шарнирах кинематической цепи при работе кривошипно-коромыслового механизма качания щеки, что в целом увеличивает надежность рычажных щековых дробильных машин.

**Методология и методы исследования.** В работе используются методы теоретического анализа с использованием теории колебаний механических систем, законов аналитической механики и основополагающих положений теории механизмов и машин.

Степень достоверности результатов обеспечена использованием апробированных методов исследования, сочетанием методов теоретического и экспериментального анализа, совпадением результатов теоретического анализа с данными, полученными экспериментальным путем.

**На защиту выносятся следующие положения:**

1. Разработанная теоретическая модель определения условий пересопряжения контактных поверхностей в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки в процессе работы щековой дробильной машины.

2. Результаты исследования деформационной способности упругих пневматических элементов, выполненных в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией, применяемых для выборки зазоров в шарнирах с целью предупреждения возникновения ударных нагрузок при работе машины.

3. Разработанные условия применения и способы конструирования устройств с упругими пневматическими цилиндрическими элементами в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма качания щеки щековой дробильной машины для безударного пересопряжения контактных поверхностей, увеличивающих долговечность элементов механизма и надежность машины в целом.

**Личный вклад** состоит в формулировании цели и задач исследования; установлении закономерностей возникновения дополнительных динамических сил, инициированных пересопряжением контактных поверхностей в шарнирах; разработке методов проектирования и расчета конструкций механизмов выборки зазоров с упругими пневматическими устройствами; проведении экспериментальных исследований, обработке и обобщении полученных результатов, написании статей по теме диссертации. Все результаты, приведенные в диссертации, получены лично автором.

**Соответствие диссертации паспорту научной специальности.** Диссертационная работа по своим целям, задачам, содержанию, методам исследования и научной новизне соответствует паспорту специальности – 05.02.13 «Машины, агрегаты и процессы» (металлургического производства): п. 3 «Теоретические и экспериментальные исследования параметров машин и агрегатов»; п. 6 «Исследование технологических процессов, динамики машин, агрегатов и узлов».

**Апробация работы.** Основные результаты работы были доложены и обсуждены на следующих конференциях: Международная научно-техническая конференция «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности» (г. Екатеринбург, 2017, 2021); XX Международная научно-техническая конференция «Металлургия: технологии, инновации, качество» (г.

Новокузнецк, 2017); IV Международная научно-техническая конференция «Наукоёмкие технологии разработки и использования минеральных ресурсов» (Новокузнецк, 2019).

**Публикации.** Результаты диссертационного исследования опубликованы в 11 печатных работах, в том числе 4 статьи в рецензируемых журналах из перечня ВАК РФ, а также 2 статьи в журналах, входящих в базу данных Scopus. По результатам работы получен 1 патент на полезную модель.

#### **Структура и объем работы.**

Работа изложена на 117 страницах машинописного текста и состоит из введения, 4 глав, заключения, списка литературы. Список литературы включает 103 наименования, 2 приложения.

### **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** обоснована актуальность темы выпускной научно-квалификационной работы, сформулированы цели и задачи исследования. Представлены научные положения, выносимые на защиту. Также описана теоретическая и практическая значимость работы, новизна полученных результатов исследования. Выбрано направление разработки конструкции и анализа работы щековой рычажной дробилки со встроенными в подшипниковые узлы механизма качания щеки устройств для выборки зазоров, что является перспективным направлением развития современного металлургического машиностроения.

**В первой главе** на основании изученной научной, технической и патентной литературы как отечественных, так и зарубежных источников, проанализированы тенденции развития дробильного оборудования в Российской Федерации и за рубежом. Методы расчета величины и определения условий возникновения динамических сил, а также их влияние на работу рычажных машин начали разрабатываться в середине прошлого века и продолжают до сих пор совершенствоваться. Динамические нагрузки являются не только и не столько результатом неравномерного движения подвижных масс, сколько, главным образом, наличием зазоров в кинематических парах сопряжённых звеньев. В свою очередь, наличие зазоров в шарнирах рычажных механизмов, которые необходимы для возможности взаимного перемещения звеньев кинематической цепи, их увеличение по мере износа контактирующих поверхностей, приводит к возникновению импульсных сил, отрицательно сказывающихся на условия работы машины. Анализ работы известных устройств для выборки зазоров в шарнирах рычажных механизмов показал, что предлагаемые конструкции обладают существенными недостатками, так как не гарантируют выборку зазоров в кинематических парах за полный оборот кривошипного вала.

На основании проведенного аналитического обзора сделан вывод о недостаточной проработке в отечественной и зарубежной науке вопросов, касающихся причин возникновения импульсных сил в шарнирах рычажных щековых дробилок и способов предупреждения их появления, что позволит повысить их надёжность и производительность за счёт снижения простоев. Анализ

современного состояния вопроса показал актуальность выбранного направления исследования, на его основе сформулированы цели и задачи исследования.

**Во второй главе** рассматриваются вопросы определения условий появления импульсных сил, инициированных пересопряжением контактных поверхностей в сочленениях кинематических пар с зазором, при работе кривошипно-коромыслового механизма подвижной щеки рычажной щековой дробилки.

Наличие неуравновешенных сил инерции движущихся масс при работе кривошипно-коромыслового механизма приводит к размыканию контактных поверхностей в сочленениях шатуна с кривошипом и коромыслом, в коренной опоре, к последующему пересопряжению рабочих поверхностей этих кинематических пар, сопровождающемуся соударением масс подвижных звеньев и возникновению значительных импульсных сил, являющихся причиной поломок деталей исполнительного механизма и источником упругих колебаний (вибраций).

Реальные механизмы всегда имеют внутренние степени свободы, связанные с наличием зазоров в кинематических парах, а также с имеющимися погрешностями изготовления – погрешностями формы сопрягаемых элементов деталей и погрешностями сборки. Эти обстоятельства являются существенными, так как обуславливают соударение деталей во время их относительного движения в зазоре при работе механизма и, как следствие, возникновение импульсных сил.

Как показал обзор литературных источников, рассчитать величину сил, возникающих при ударе звеньев шарнирного механизма во время перебега зазоров, на данном уровне развития математического аппарата, практически невозможно.

Однако, если выявить условия возникновения импульсных сил при работе кривошипно-коромыслового механизма и причины их вызывающие, то можно использовать достаточно простой математический аппарат, а также разработать конструкции подшипниковых узлов, предотвращающие их появление. Для выявления условий возникновения ударных сил в кривошипно-коромысловых механизмах с зазорами в шарнирах кинематической цепи при перебега зазоров следует пользоваться методами кинетостатики.

При дальнейшем анализе работы шарниров кинематической цепи сила трения не учитывалась.

Для определения условия нарушения контакта кривошипа с подшипником коренной опоры примем, что в некотором положении механизма цапфа кривошипа находится в контакте с обоймой коренной опоры в т. А (рисунок 1 а).

В этом случае силу реакции  $R_k$  по правилу параллелограмма сил можно разделить на две силы: силу  $R_k^n$ , которая направлена вдоль оси кривошипа, и силу  $R_k^t$ , которая направлена перпендикулярно оси кривошипа

Так как сила  $R_k^n$  действует вдоль оси кривошипа, то она прижимает цапфу к обойме коренного подшипника.

Из этого следует, что нарушение контакта кривошипа с подшипником происходит в двух случаях: во-первых, при перемене знака силы реакции  $R_k$ , что соответствует условию перехода механизма через мертвое положение, когда продольная ось кривошипа совпадает с продольной осью шатуна, то есть, при

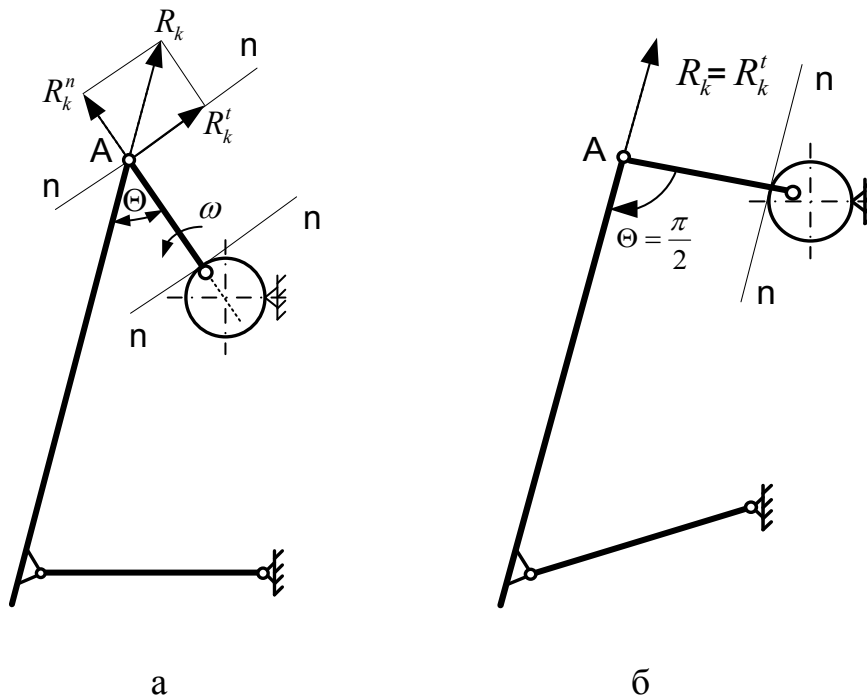
$\theta = k\pi$ , во-вторых, в случае, когда радиальная составляющая силы реакции равна нулю.

Величина силы  $R_k^n$ , действующей на кривошип, определяется соотношением:

$$R_k^n = R_k \cos \theta, \quad (1)$$

где  $\theta$  – угол между шатуном и кривошипом.

Решением уравнения (1), удовлетворяющим условию обращения в нуль реакции  $R_k$ , является такое взаимное положение звеньев кинематической цепи кривошипно-коромыслового механизма, если ось шатуна расположена под прямым углом к оси кривошипа и цапфа кривошипа теряет контакт с обоймой подшипника (рисунок 1 б).



а – при произвольном положении элементов;  
 б – угол между шатуном и кривошипом равен  $90^\circ$   
 Рисунок 1 – Схема сил, действующих на кривошип.

Следовательно, когда угол между шатуном и кривошипом равен  $90^\circ$ , цапфа кривошипа не контактирует с подшипником коренной опоры и движется в поле зазора до тех пор, пока она опять не вступит в контакт с подшипником, что сопровождается ударом цапфы о подшипник.

С целью определения распределения сил в шарнире кривошип – шатун первоначально принимается, что палец кривошипа прижат к поверхности обоймы шатуна в т. А (рисунок 2) силой  $R$ , возникающей при работе привода дробильной машины. Эта сила направлена по оси шатуна и уравновешена силой противодействия  $F_{ш}$ , приложенной к шатуну, а линия ее действия пересекает центр обоймы. Эти две силы действуют по одной линии и равны между собой по величине, но приложены к разным телам, за счет чего и происходит движение всей системы.



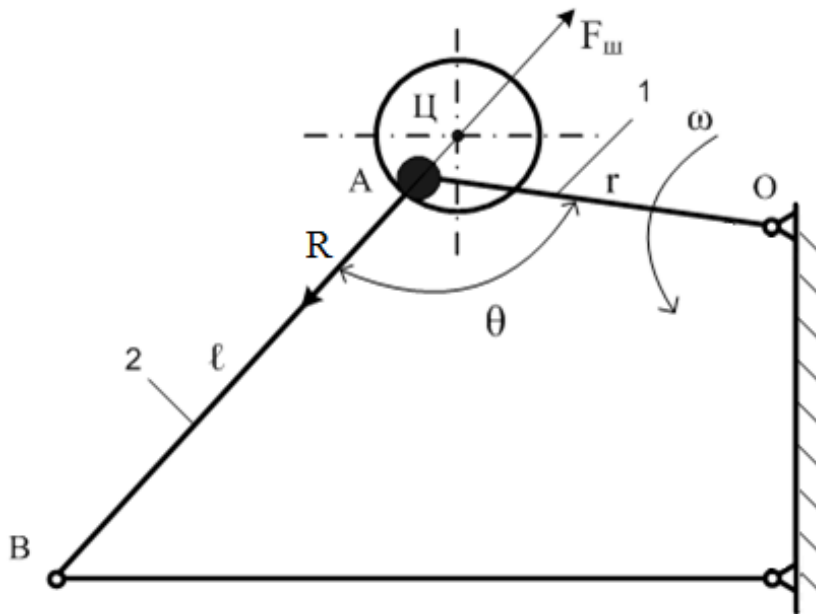


Рисунок 2 – Схема сил, действующих на шатун при произвольном положении элементов

При дальнейшем вращении кривошипного вала возможно нарушение контакта между звеньями кривошип и шатун, то есть кинематическая цепь кривошипно-коромыслового механизма оказывается разомкнутой и палец кривошипа движется в поле зазора до тех пор, пока он опять не вступит в контакт с обоймой шатуна. Такое состояние возможно в случае перехода кривошипно-коромыслового механизма через мертвое положение.

В этом случае направление сил меняет знак, то есть изменяется на противоположное и палец кривошипа оказывается в безпорном положении до тех пор, пока он опять не вступит в контакт с обоймой шатуна на противоположной стороне, что сопровождается ударом. Таким образом, перебег зазора в шарнире кривошип – шатун происходит, когда оба звена находятся на одной линии.

С целью определения направления силы реакции в шарнире шатун – коромысло первоначально принимается допущение, что палец коромысла контактирует с поверхностью обоймы шатуна в т. В (рисунок 3).

В этом случае на обойму шатуна действует сила реакции  $R_B$ , возникающая при действии подвижной щеки на дробимый материал  $R_{mc}$ , и направление которой совпадает с осью коромысла. Следовательно, палец коромысла прижимается к обойме шатуна силой  $R_B$ .

При дальнейшем вращении кривошипного вала возможно нарушение контакта между звеньями шатуна и коромысла, то есть, кинематическая цепь кривошипно-коромыслового механизма оказывается разомкнутой и палец коромысла движется в поле зазора до тех пор, пока он опять не вступит в контакт с обоймой шатуна. Такое состояние возможно в случае перехода кривошипно-коромыслового механизма через положение, при котором ось коромысла пересечет ось шатуна под прямым углом.

Этот переход обусловлен особенностями работы щековой дробильной машины с кривошипно-коромысловым механизмом качания подвижной щеки, являющейся в данной конструкции шатуном, в целом.

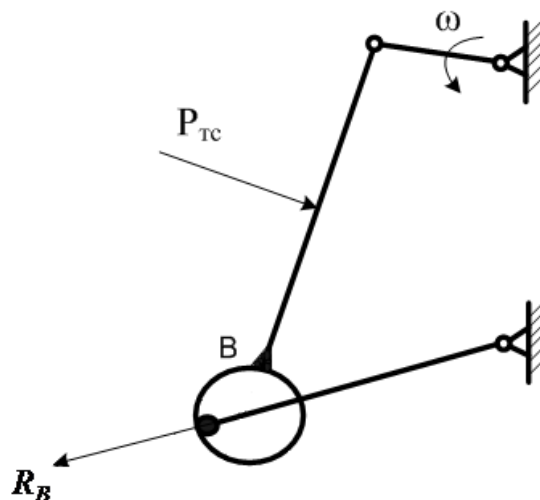


Рисунок 3 – Схема сил, действующих на коромысло

При прямом ходе подвижной щеки, когда она движется вниз-налево, происходит раздавливание материала, находящегося в камере дробления, под действием силы  $R_{мс}$ . После того, как механизм проходит через положение, при котором щека начинает двигаться вниз-направо, сила  $R_{мс}$  исчезает. В момент перехода механизма через это положение, на коромысло начинает действовать сила прижатия коромысла к обойме шатуна замыкающей пружиной, то есть зазор в шарнире выбирается за счет действия пружины.

Если момент перехода механизма происходит, когда между осями коромысла и шатуна прямой угол, то происходит удар между контактными поверхностями, если это условие не выполняется, то палец коромысла скользит по поверхности обоймы шатуна до тех пор, пока не произойдет переход механизма через мертвое положение, когда оси кривошипа и шатуна накладываются друг на друга. После прохождения этого положения щека опять начинает двигаться вниз-налево и возникает сила  $R_{мс}$ , а палец коромысла прижимается к обойме шатуна силой  $R_B$ .

Таким образом, для того, чтобы избежать возникновения импульсных сил из-за перебега зазоров в шарнире шатун – коромысло следует не допускать возникновения прямого угла между этими звеньями.

С целью определения достоверности полученных результатов условий нарушения контакта поверхностей элементов в сочленениях кинематических пар кривошипно-коромыслового механизма, а также выявления влияния зазоров в сочленениях механизма и частоты вращения кривошипного вала на динамические нагрузки и вибрации, возникающие в процессе выполнения технологической операции (дробления материала) были проведены эксперименты на опытно-экспериментальной установке, за прототип которой принята щековая дробилка с верхним приводом качания подвижной щеки (рисунок 4).



Рисунок 4 – Общий вид опытно-экспериментальной установки

При проведении экспериментов зазоры во всех шарнирах кинематической цепи обеспечивались втулками, внутренний диаметр которых больше диаметра вала на 0,25 мм.

При проведении экспериментов на поперечине станины щековой дробилки со стороны неподвижной щеки был закреплены датчики контроля вибрации УКВС. Ускорение шатуна определялось закрепленным на нем акселерометром ДУ-5.

Анализ полученных осциллограмм ускорений шатуна показал, что количество и положение пиков ускорений ( $\alpha = 0$ ;  $\pi\alpha = 0$ , а также  $93^\circ$  и  $267^\circ$ , что соответствует  $\theta = \pi/2$  при  $\lambda = 0,071$ ), вызванных пересопряжением поверхностей элементов кинематических пар, соответствует углам поворота кривошипа, которые определены расчётным путём. Именно эти пики ускорений и обуславливают появление импульсных сил, действующих на детали кривошипно-коромыслового механизма. С увеличением частоты вращения кривошипного вала (от 80 до 240 об/минуту) величина пиков также увеличивается.

Также эксперименты показали, что при скорости вращения кривошипного вала равном 80 об/мин, значения величины вибрации корпуса станины щековой дробилки не значительны, составляют примерно 40-50 мкм и вызваны импульсными силами, возникающими из-за перебега зазоров в шарнирах кинематических пар. С увеличением частоты оборотов кривошипного вала вибрация станины значительно увеличивается (при  $n=160$  об/мин – до 140 мкм;  $n=200$  об/мин – 180 мкм;  $n=240$  об/мин – 220 мкм). Следовательно, при одном ходе (цикле) кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки, имеющего зазоры в подвижных соединениях, возникают вибрации и многочисленные динамические нагрузки, уменьшающие срок службы деталей и машины в целом.

Таким образом, при работе механических систем, имеющих зазоры в шарнирах, возникают импульсные силы, сопровождающиеся ударами пересопрягающихся поверхностей, и вибрации. Для исключения вредного влияния на работу машин импульсных сил и вибраций, следует предусматривать установку в конструкции как вновь проектируемых, так и находящихся в эксплуатации дробильных щековых

машин с кривошипно-коромысловым механизмом качания щеки, амортизаторов и демпферов.

**В третьей главе** установлены математические зависимости, позволяющие рассчитывать деформационную способность и жесткость упругих пневматических устройств, выполненных в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией, при действии статической и динамической силы на стадии проектирования.

В механизмах выборки зазоров в сочленениях элементов кинематической цепи кривошипно-коромыслового привода качания щеки дробилки можно использовать упругие пневматические устройства с различным конструктивным выполнением непосредственно устройств. В процессе работы упругие элементы под действием нагрузки деформируются, а величина деформации может возрасти до значения, при котором нарушается нормальное взаимодействие элементов механизма. Следовательно, для предотвращения возникновения деформаций, превышающих допустимые значения и нарушающих нормальную работу машины, необходимо предварительно рассчитывать значение возникающей под действием внешней силы деформации. Таким образом, еще на стадии проектирования рычажной машины необходимо применять методы расчета деформационной способности упругих пневматических устройств, выполненных в виде цилиндра, при внешнем воздействии на них различных видов сил.

Упругие пневматические устройства, используемые в механизмах выборки зазоров, работают следующим образом: под действием внешней силы упругий элемент деформируется, при этом его конфигурация изменяется, что ведет к изменению площади его контакта с рабочей поверхностью, через которую передается внешняя сила и, соответственно, возникает реактивная сила, препятствующая дальнейшей деформации упругого элемента.

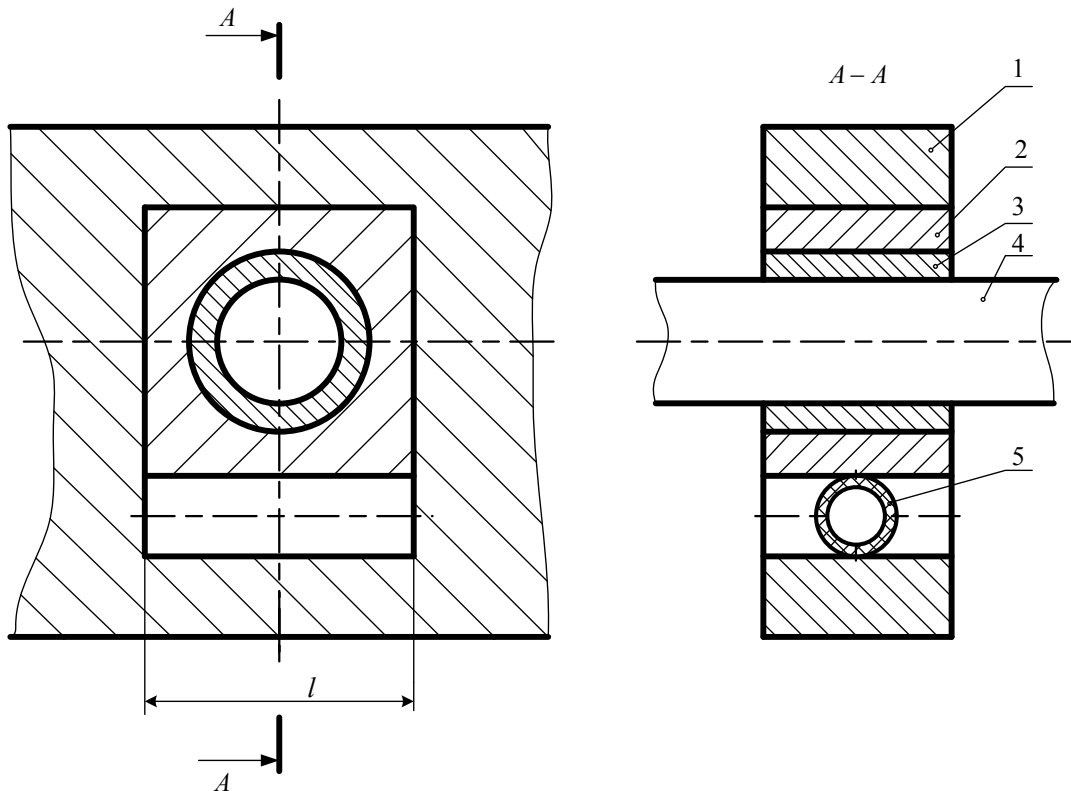
Задачу определения деформационной способности упругого пневматического элемента, выполненного в виде цилиндра, следует формулировать следующим образом: при заданных размерах упругого элемента и величины избыточного давления внутри эластичного объема, а также значения внешней силы, действующей на упругий элемент, необходимо определить величину его деформации.

Пневматические упругие устройства бывают двух видов. Первый вид – с неограниченной деформацией упругого элемента в осевом направлении, то есть при воздействии на упругий элемент внешней силы деформации развиваются как в направлении вдоль оси вала, при этом происходит выпучивание упругого элемента, так и перпендикулярно оси вала, при этом происходит смятие упругого элемента. Второй вид пневматических устройств оснащен ограничительными ребрами, которые препятствуют развитию деформаций упругих элементов из-за действия внешних сил в продольном направлении относительно оси вала, то есть предотвращают выпучивание, а упругий элемент деформируется только перпендикулярно оси вала.

Рассмотрим конструкцию механизма выборки зазора, в котором в качестве упругого элемента может быть использован пневматический элемент, выполненный в виде цилиндра с неограниченной осевой деформацией 5 (рисунок 5), установленного между станиной 1 и подвижной полуопорой 2.

Упругий пневматический цилиндр 5 располагается между станиной и корпусом подшипника, при этом ось цилиндра расположена перпендикулярно оси вала, однако, конструктивно её можно располагать и параллельно оси вала.

Способность такого элемента центрировать вал относительно геометрической оси опоры под действием радиальной силы обеспечивается возникновением разности площади контакта между внутренней поверхностью корпуса подшипника с поверхностью упругого цилиндра. За счет избыточного давления внутри эластичного цилиндра возникает реактивная сила, стремящаяся вернуть систему вал-антифрикционная втулка-корпус подшипника в исходное положение.



1 – станина; 2 – корпус подшипника; 3 – антифрикционная втулка; 4 – вал;  
5 – упругий элемент, выполненный в виде цилиндра

Рисунок 5 – Схема подшипникового узла с упругим пневматическим элементом в виде цилиндра с неограниченной осевой деформацией

Так как упругий пневматический цилиндр способен воспринимать внешнюю нагрузку благодаря силе реакции, возникающей из-за приращения площади контакта цилиндра с поверхностью, через которую передается внешняя сила, то условие равновесия имеет следующий вид:

$$P = p_0 F_n, \quad (2)$$

где  $F_n$  – площадь приращения контакта, который имеет форму прямоугольника.

Под действием внешней силы происходит смещение оси системы вал-антифрикционная втулка-корпус подшипника от геометрической оси опоры на величину эксцентриситета, в результате чего изменится и площадь контакта.

Таким образом, задача определения деформации упругого пневматического цилиндра с неограниченной осевой деформацией под действием внешней нагрузки сводится к определению площади приращения контакта.

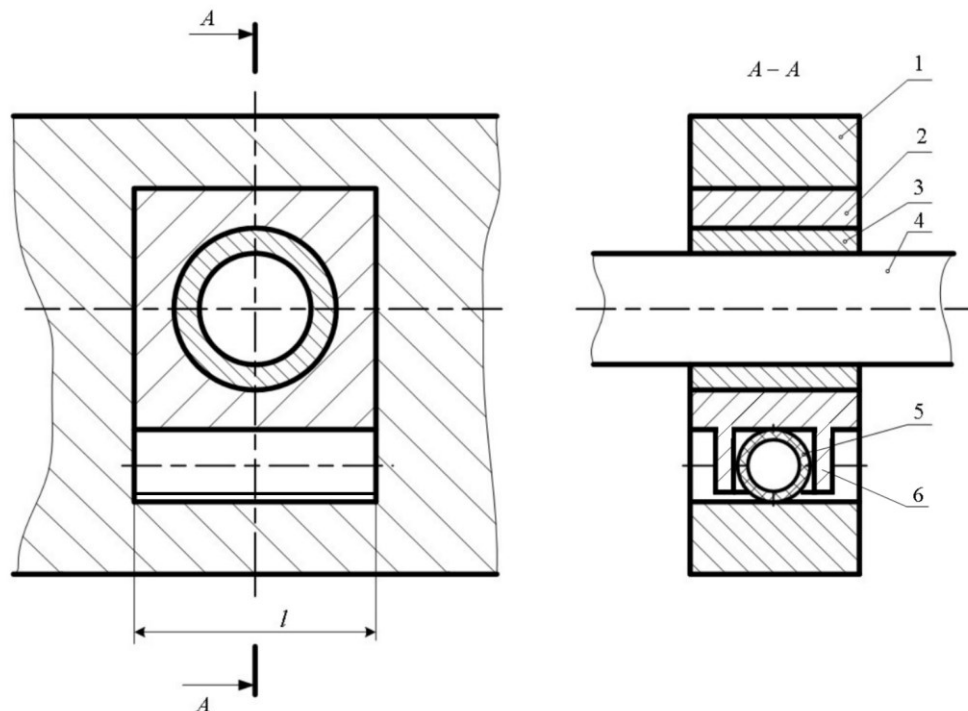
Решение задачи определения величины деформации и жесткости такого элемента имеет вид:

$$e = \frac{2P}{\pi l p_0}, \quad (3)$$

где  $e$  – величина деформации;  $P$  – величина внешней силы;  $l$  – длина цилиндра;  $p_0$  – величина избыточного давления, а жесткость упругого пневматического элемента, выполненного в виде цилиндра с неограниченной осевой деформацией:

$$C_{\text{ц}} = \frac{P}{e} = \frac{\pi l p_0}{2} = 1,57 \cdot p_0 \cdot l. \quad (4)$$

Конструкция механизма выборки зазора с использованием упругого пневматического элемента в виде цилиндра 5 (рисунок 6) с ограниченной осевой деформацией, установленного между станиной 1 и корпусом подшипника 2, в котором установлена антифрикционная втулка 3 с расположенным в ней валом 4, отличается от механизма выборки зазора с использованием упругого пневматического элемента цилиндрического типа с неограниченной осевой деформацией ребрами 6, выполненными заодно с корпусом подшипника.



1 – станина; 2 – корпус подшипника; 3 – антифрикционная втулка;  
4 – вал; 5 – упругий элемент; 6 – ограничительное ребро

Рисунок 6 – Схема подшипникового узла с упругим пневматическим элементом в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией

Величина деформации такого упругого пневматического элемента определяется аналогично рассмотренному выше и равна:

$$e = \frac{(4 - \pi) \cdot P}{2 \cdot l \cdot p_0}. \quad (5)$$

Тогда жесткость упругого пневматического элемента, выполненного в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией:

$$C_{цo} = \frac{P}{e} = \frac{2 \cdot l \cdot p_0}{(4 - \pi)} = 2,33 \cdot p_0 \cdot l. \quad (6)$$

Для обеспечения нормальной работы упругого пневматического цилиндрического элемента с ограничительными ребрами высота ребра должна быть больше половины величины радиуса цилиндра. Однако при работе может при некоторых условиях произойти выпучивание оболочки в пространство между краем ребра и станиной, поэтому, чтобы не допустить возникновения этого, высоту ребра следует принимать максимально возможной, но максимальная высота ребра ограничивается условием предупреждения соприкосновения края ребра с поверхностью станины. Отсюда следует, что высота ребра не должна быть больше соотношения  $\frac{2\pi \cdot R_{ц}}{4}$ .

Одной из важнейших характеристик любой конструкции является ее жесткость, то есть способность сопротивляться возникновению деформации под действием внешних сил. Необходимым условием нормальной работы машины жесткость ее элементов задается такой, чтобы деформации, развивающиеся при приложении к ним внешних сил, не превышали допустимых. Следовательно, подшипник скольжения должен удовлетворять двум взаимоисключающим требованиям: обеспечивать необходимую жесткость конструкции и препятствовать возникновению вибраций. Это достигается введением упругих элементов между корпусом и внешней поверхностью подшипника.

Из сравнения жесткости пневматиков с неограниченной и ограниченной осевой деформацией (уравнения 4 и 6), следует, что при прочих равных условиях жесткость устройства с ограниченной деформацией больше, чем у устройства с неограниченной деформацией:  $C_{цo} = 2,33 p_0 l > C_{ц} = 1,57 p_0 l$ .

Как следует из анализа приведенных зависимостей, жесткость упругого пневматического устройства, выполненного в виде цилиндра, зависит от длины упругого цилиндра и наличия ограничительных ребер, а также от величины избыточного давления внутри эластичного объема, при этом величина внешней силы на нее не влияет. Таким образом, жесткость упругого пневматического устройства, выполненного в виде цилиндра, в зависимости от условий работы, можно изменять путем регулирования величины избыточного давления внутри эластичного объема.

При проведении экспериментов по определению величины деформации упругих элементов, выполненных в виде цилиндра, при действии статической и ударной нагрузке было выявлено, что разница между значениями деформаций, полученных экспериментально и рассчитанных по разработанной методике, меньше 8%.

**В четвертой главе** рассматриваются вопросы применения и способы конструирования упругих пневматических устройств в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма качения щеки щековой дробильной машины для безударного пересопряжения контактных поверхностей.

Для недопущения возникновения импульсных сил из-за перебега зазора в шарнирах дробильной машины рекомендуется использовать упругие пневматические элементы, выполненные в виде цилиндра, у которых высокая поглощаются способность и обеспечивающие постоянный контакт между звеньями кинематической цепи кривошипно-коромыслового механизма, способные выполнять условие недопущения перебега зазора в шарнирах.

С целью обеспечения нормального функционирования рычажной щековой дробилки, оснащенной упругими пневматическими элементами в шарнирах кинематической цепи, необходимо выполнение двух условий: первое – при работе дробилки силы, вызванные выполнением технологической операции должны быть направлены в сторону жестко закрепленной полуопоры; второе – в процессе всего цикла работы кривошипно-коромыслового механизма качения щеки в шарнирах кинематической цепи не должно происходить перебега зазоров.

Первое требование вызвано тем обстоятельством, что если сила технологического сопротивления, возникающая в процессе работы дробилки, будет действовать на упругий элемент, то его деформация может превысить допустимую и нарушить работоспособное состояние машины. Для выполнения этого требования разработана запатентованная конструкция механизма выборки зазоров в сочленениях кинематических пар щековых дробилок с применением цилиндрических упругих элементов.

Второе требование вызвано тем, что удары в шарнирах кинематической цепи, вызывающие появление импульсных сил, могут происходить не только в мертвых положениях механизма, но и в промежуточных положениях.

Для выполнения этого требования необходимо определить силы, с которыми звенья механизма действуют на подвижную полуопору каждого шарнира и задать такое избыточное давление в рабочей камере упругого элемента, при котором выполняется условие:

$$P_{yэ} \geq P_{\max} \quad (7)$$

где  $P_{yэ}$  – сила, действующая на подвижную полуопору со стороны упругого элемента;  $P_{\max}$  – максимальная, из всех случаев для каждого шарнира, сила, с которой звено действует на подвижную полуопору.

Импульсные силы в шарнирах с зазорами кинематических пар кривошипно-коромыслового механизма качения подвижной щеки, могут появиться в следующих случаях, определенных в главе 2:

1) в шарнирах кривошип-подшипник коренной опоры и кривошип-шатун при переходе механизма через крайнее мертвое положение (когда продольная ось шатуна совпадает с продольной осью кривошипа);

2) в подшипнике кривошипного вала, когда угол между продольными осями кривошипом и шатуном прямой;

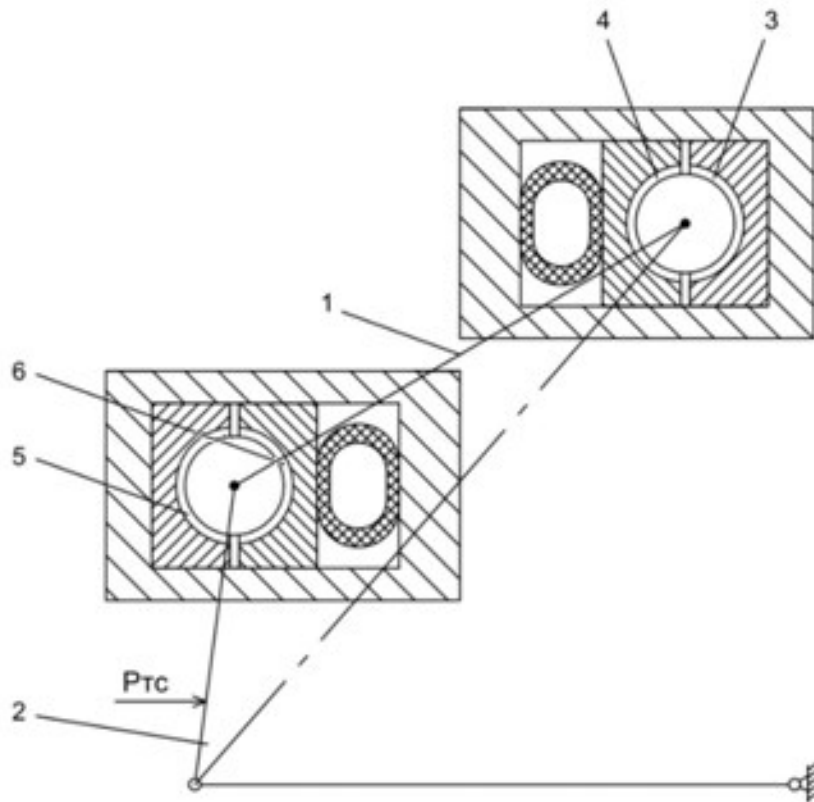
3) под действием на элементы кинематической цепи механизма сил инерции;



4) в шарнире шатун-коромысло под действием замыкающей пружины.

Максимально допустимая величина  $P_{y3}$  определяется по условию допустимого значения показателя  $p_v$ , характеризующего нормальное тепловыделение в подшипнике скольжения.

При выполнении условия недопущения перебега зазора в шарнире шатун-коромысло, упругие пневматические устройства устанавливаются только в шарнирах кривошип-коренная опора и кривошип-шатун, и расчёт ведётся только для них (рисунок 7).



1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – неподвижная полуопора в шарнире кривошип-подшипник коренной опоры; 4 – подвижная полуопора в шарнире кривошип-подшипник коренной опоры; 5 – неподвижная полуопора в шарнире кривошип-шатун; 6 – подвижная полуопора в шарнире кривошип-шатун

Рисунок 7 – Схема кривошипно-коромыслового механизма с устройствами выборки зазоров в сочленениях кинематических пар

Анализ сил, действующих в сочленениях кинематических пар, показал, что силы, действующие на упругие элементы при изменении направления движения шатуна, во всех сочленениях больше, чем максимальные инерционные силы, возникающие при разгоне механизма.

С целью определения влияния упругих пневматических устройств, установленных в различных кинематических парах кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки, на вибрации, возникающие в процессе работы щековых дробилок, были проведены эксперименты на опытно-экспериментальной

установке (рисунок 4). При проведении экспериментов в шарниры кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки устанавливались упругие пневматические элементы, выполненные в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией, в разных сочетаниях или во все сразу.

При проведении экспериментов в тех подшипниковых узлах, в которых не использовались устройства выборки зазоров, применялись втулки, диаметр которых был больше диаметра вала на 0,25 мм.

В процессе экспериментов регистрировались ускорение шатуна и уровень вибрации станины. Анализ полученных осциллограмм ускорений шатуна показал, что если выбрать зазор только в шарнире шатун-кривошип, то количество (четыре) и положение пиков ускорений соответствует углам поворота кривошипа, при которых происходит пересопряжении контактных поверхностей этой кинематической пары, однако величина пиков ускорений меньше, чем в механизме с зазорами. При выбранных зазорах только в шарнире кривошип-подшипник коренной опоры пики ускорений возникают при изменении направлении движения шатуна, величина которых примерно равна величине пиков ускорений при выбранном зазоре в шарнире шатун-кривошип шатун-кривошип. При установке устройств выборки зазоров в подшипниковых узлах кривошип-подшипник коренной опоры и кривошип-шатун, то пики ускорений на осциллограмме отсутствуют.

Эксперименты показали, что при вращении кривошипного вала со скоростью 160 об/мин, вибрация корпуса дробилки, если зазоры в кинематических парах не выбираются, равна примерно 140 мкм.

Если имеется зазор в одной из кинематических пар, то величина вибрации корпуса дробилки находится в пределах 105-115 мкм. Если упругие цилиндрические пневматические элементы установлены в обоих шарнирах кривошип-подшипник коренной опоры и кривошип-шатун вибрация станины уменьшается до 60-70 мкм.

При использовании механизмов выборки зазоров в шарнирах кинематических пар щековой дробильной машины долговечность вкладышей подшипников увеличилась более чем в 2 раза, значительно уменьшились шум и вибрации при работе, а КПД машины не изменился.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Установлено, что ударные нагрузки, возникающие в процессе работы технологических машин, оказывают значительное влияние на срок службы элементов механизмов. Так замена вкладышей подшипников скольжения щековых дробилок производится каждые шесть месяцев, а также зафиксированы случаи их разрушения, поэтому требуется разработка методов предотвращения появления дополнительных динамических сил в подшипниковых узлах для продления их ресурса.

2. Для выявления условий появления явлений соударений элементов шарниров кривошипно-коромыслового механизма при работе рычажной щековой дробильной машины, являющихся причиной возникновения импульсных сил разработаны математические зависимости, описывающие условия перебега зазоров в шарнирах, при анализе которых было выявлено, что соударения контактных

поверхностей происходят как в мертвых положениях механизма, так и в том случае, когда продольные оси шатуна и кривошипа находятся под прямым углом друг к другу.

3. Разработаны методы расчёта деформационной способности и жесткости упругого пневматического элемента, выполненного в виде цилиндра, при действии статической и динамической силы. Установлено, что деформация упругого пневматического элемента, выполненного в виде цилиндра, зависит не только от его геометрического параметра – длины, но и наличия ограничительных ребер.

4. Результаты исследования представляют собой комплекс мероприятий, которые позволяют конструировать рычажные щековые дробилки с кривошипно-коромысловым механизмом качания подвижной щеки с учетом возможности применения в шарнирах устройств выборки зазоров, выполненных в виде упругих пневматических цилиндрических элементов, которые исключают возможность появления импульсных сил из-за перебега зазоров в шарнирах кинематической цепи при работе кривошипно-коромыслового механизма качания щеки, что увеличивает надежность машин.

5. Результаты теоретических и экспериментальных исследований, а также конструктивные решения, обеспечивающие повышение надежности рычажных щековых дробильных машин с кривошипно-коромыслового механизма качания щеки, исключающих возможность появления импульсных сил, возникающих при перебега зазоров в шарнирах, внедрены на промышленном предприятии ООО «Угольные технологии Сибири» с годовым экономическим эффектом 328 тысяч рублей в год.

## ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

### *Публикации в рецензируемых изданиях, рекомендованных ВАК РФ:*

1. Никитин А.Г., **Абрамов А.В.**, Гредина А.А., Горяшин В.В. Анализ работы шарнира кривошип-коренная опора кривошипно-коромыслового механизма щековой дробилки // Известия вузов. Черная металлургия. 2016. Т. 59. № 12. С. 875-878.

2. Никитин А.Г., **Абрамов А.В.**, Горяшин В.В. Математическая модель диагностирования перебега зазора в шарнире кривошип-шатун кривошипно-коромыслового механизма щековой дробилки // Известия вузов. Черная металлургия. 2018. Т. 61. № 6. С. 466-469.

3. Никитин А.Г., **Абрамов А.В.**, Баженов И.А. Расчет параметров упругого пневматического элемента, выполненного в виде цилиндра с ограниченной радиальной деформацией // Известия вузов. Черная металлургия. 2018. Т. 61. № 8. С. 620-624.

4. Никитин А.Г., **Абрамов А.В.**, Баженов И.А. Экспериментальное исследование щековых дробилок, оснащенных упругими пневматическими элементами в сочленениях кинематических пар // Известия вузов. Черная металлургия. 2020. Т. 63. № 2. С. 166-168.

***Публикации в зарубежных изданиях, индексируемых  
базами данных Web of Science или Scopus:***

1. Nikitin A.G., **Abramov A.V.**, Zhivago E.Ya., Dvornikov L.T., Saruev L.A. Improvement of jaw crushers reliability using elastic pneumatic elements in the connection of kinematic pairs // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2018. Vol. 411. Article 012043. doi:10.1088/1757-899X/411/1/012054.
2. Nikitin A.G., **Abramov A.V.**, Bazhenov I.A. Elastic Pneumatic Cylinder for Vibration Suppression in Slip Bearings // Steel in Translation. 2018. Vol. 48. No. 8. P. 501-504.

***Патент РФ на полезную модель:***

1. Патент РФ № 174625. МПК В02С 1/04. Щековая дробилка / Никитин А.Г., Чайников К.А., **Абрамов А.В.** Заявл. 27.01.2017; опубл. 24.10.2017. Бюл. № 30.

***Научные статьи, опубликованные в периодических изданиях и трудах  
научно – практических конференций:***

1. Никитин А.Г., **Абрамов А.В.** Проблемы повышения качества продукции производств, использующих щековые дробилки. В сб.: Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XV международной научно-технической конференции, 20-24 апреля 2017 г. Уральский государственный горный университет. – Екатеринбург, 2017. С. 197-200.
2. Никитин А.Г., **Абрамов А.В.** Повышение надежности работы щековых дробилок применением упругих пневматических элементов в сочленениях кинематических пар. В сб.: Металлургия: технологии, инновации, качество: труды XX Международной научно-технической конференции: Ч. 2. Сиб. гос. индустр. ун-т. – Новокузнецк: ИЦ СибГИУ, 2017. С. 439-442.
3. Никитин А.Г., Гаряшин В.В., Баженов И.А., **Абрамов А.В.** Проблемы и способ повышения качества щековых дробилок. В сб.: Научно-технические технологии разработки и использования минеральных ресурсов: сб. науч. Статей. Сиб. гос. индустр. ун-т / Под общ. ред. В.Н. Фрянова. – Новокузнецк: ИЦ СибГИУ, 2019. С. 177-180.
4. Никитин, А.Г., **Абрамов А.В.** Исследование работы щековой дробилки с устройствами выборки зазоров в шарнирах. В сб.: Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : сборник трудов XIX международной научно-технической конференции. Екатеринбург, 2021. С. 172-175.

Подписано в печать 05.04.2022 г.

Формат бумаги 60x84 1/16. Бумага писчая. Печать офсетная

Усл. печ. л. 1,16. Уч. изд. л. 1,3. Тираж 100 экз. Заказ № 91.

Сибирский государственный индустриальный университет.

654007, г. Новокузнецк, Кемеровская область – Кузбасс, ул. Кирова, 42

Издательский центр СибГИУ