

ИНЖЕНЕРНАЯ АКАДЕМИЯ КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ
ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ НАН КР

На правах рукописи
УДК 621.01

АБДРАИМОВ ЭМИЛЬ САМУДИНОВИЧ

**АНАЛИЗ И СИНТЕЗ
МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ
ДЛЯ 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 и Инженерной академии Кыргызской Республики, доктор технических наук, профессор В.Э. Еремьянц

Официальные оппоненты: член-корреспондент НАН РК, доктор технических наук, профессор М.М. Молдобеков

доктор технических наук, профессор А.К. Тулешов

доктор физико-математических наук, профессор Ж.М. Мамбеткулов

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

Защита состоится « 4 » октября 2002 г. в 14⁰⁰ ч. на заседании Диссертационного совета Д 05.02.182 при Инженерной академии и Институте машиноведения Национальной академии Наук Кыргызской Республики, г.Бишкек, ул. Скрыбина, 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. Скрыбина, 23, Институт машиноведения НАН КР, Диссертационный совет Д 05.02.182.

Автореферат разослан « 23 » августа 2002 г.

Ученый секретарь Диссертационного совета Д 05.02.182, к.т.н., с.н.с

А.О. Абилов

Актуальность темы. Как известно, управление совокупностью взаимодействующих механизмов осуществляется муфтами, тормозами и другими силовыми элементами.

Однако, было обнаружено, что в механизмах переменной структуры (МПС) эти дополнительные управляющие силовые элементы исключаются.

Исследованием и созданием машин на основе МПС занимаются специалисты Института машиноведения НАН КР и Инженерной академии Кыргызской Республики. Благодаря этим исследованиям в настоящее время механизмы переменной структуры (МПС) стали одним из крупных разделов теории механизмов и машин. Но несмотря на эти исследования, изучение МПС находится ещё в начальной стадии, так как этот раздел ТММ стал развиваться сравнительно недавно. Поэтому исследование и создание машин на основе МПС, разработка методов структурного синтеза для выявления новых схем МПС являются весьма актуальными проблемами.

Целью данной диссертационной работы являлась разработка методов структурного синтеза МПС, выявление новых схем и создание машин на их основе.

Основная научная новизна заключается в следующем:

- Предложена методика структурного синтеза плоских механизмов, суть которой заключается в том, что отдельными элементами собирается кинематическая цепь МПС;
 - Приведено доказательство теорем Абдраимова, которая определяет пространство, где размещаются все восемь групп шарнирно-четырёхзвенных механизмов и очерчены граничные условия и плоскости разделения каждой группы;
 - Установлено, что начальные механизмы переменной структуры размещаются на грани тетраэдра;
 - Синтезированы схемы механизмов переменной структуры с двумя особыми положениями и предложена обобщающая схема МПС с двумя особыми положениями в качестве ударного устройства;
 - Выявлены новые схемы начальных механизмов переменной структуры, имеющие параметры $L_0 = L_1 + L_3 - L_2$; $L_1 < L_2 < L_3$; и $L_0 = L_2 + L_3 - L_1$;
- $$L_1 = \begin{cases} L_2 < L_3 \\ L_3 \leq L_2 \end{cases} .$$
- По данным схемам предложено создать ударное устройство;
- Предложена методика структурного синтеза пространственных механизмов переменной структуры, которая позволит разработать перспективные машины с пространственными вариантами схемных решений.
- Результаты теоретических исследований хорошо согласуются с результатами промышленных испытаний новых машин с МПС и их экспериментальными исследованиями, что подтверждает достоверность выводов, сделанных в работе.

Научная и практическая ценность работы заключается в:

- Создании методов структурного синтеза плоских и пространственных МПС и механизмов с двумя особыми зонами, выявлены 24 новых МПС;
- Теоретическом обосновании размещения начальных механизмов переменной структуры на гранях тетраэдра, где любому одному механизму соответствует два различных набора параметров;
- Разработке динамической модели установки МП-1 с МПС и выявлении закономерностей, присущих данным устройствам;
- Выявлении 180 пространственных схем МПС и 324 схем МПС с двумя особыми положениями;
- Разработке и создании виброударной машины МО-10 с МПС для очистки бункеров приема угля ТЭЦ;
- Разработке и создании машины с МПС типа МП-1 для очистки труб от золошлакопроводов ТЭЦ;
- Обосновании параметров ударного узла машин с МПС, защищенного Евразийским патентом.

Результаты работ реализованы при создании машин для ТЭЦ, а также при создании горно-строительной техники, которые выпускаются Инженерной академией Кыргызской Республики. Эти работы подтверждаются актами, приведенными в приложении к диссертации. Кроме того, созданные машины постоянно участвуют в выставках, как на территории Республики, так и в странах Содружества Независимых Государств.

Основные положения, выносимые на защиту:

- Развитие методики структурного синтеза плоских механизмов и выявление новых схем МПС;
- Разработка методики структурного синтеза пространственных механизмов переменной структуры и выявление новых схем;
- Создание машин на основе механизмов переменной структуры;
- Разработка динамической модели ударной машины МП-1 с МПС, учитывающей характеристику привода и результаты её анализа.

Основные положения работы обсуждались:

на Международных конференциях:

- "Spatial Mechanisms and High Mechanisms" (Theory and Practice), October 4-6 1994. Almaty. Republic of Kazakhstan; International scientific and technical conference "New technologies in Islamic countries". 27-30 June 1999. Almaty. Republic of Kazakhstan; «Высокогорные исследования изменения и перспективы в XXI веке». 14-18 октября. Бишкек, 1996 г.; Посвященной 75-летию академика Х.Х. Усманходжаева. Фергана. 25-26 октября 1994 г.; «Технология и перспективы современного инженерного образования науки и производства» посвященной 45-летию организации ФПИ-КТУ им. И.Раззакова. 7-8 октября 1999 г. Бишкек; «История, культура и экономика Юга Кыргызстана» 19-20 мая 2000 г. Ош; «Современные технологии и управление качеством в образовании, науке и производстве: опыт адаптации и внедрения». 23-25 мая 2001 г. Бишкек. КТУ им. И.Раззакова; «Механизмы переменной структуры и виброударные машины». Бишкек

«Кыргызстан», 1999 г.; «Проблемы перспективы интеграции образования» посвященной 5-летию образования КРСУ. Бишкек, 1998 г;

на республиканских конференциях:

- Посвященной 200-летию А.С. Пушкина в Кыргызстане. Бишкек, 2000 г.; Посвященной 60-летию образования Иссык-Кульского Государственного университета им. К.Тыныстанова. Каракол 2001 г.; «Новые наукоемкие технологии и технологические оборудования» посвященной I съезду инженеров Кыргызстана и 10-летию образования ИА КР. Бишкек, 2001; «Проблемы строительной отрасли и пути их решения», 4-6 июля 2001 г., г. Бишкек.

По результатам проведенных исследований опубликовано 38 работ в том числе одна монография, получен один Евразийский патент и один предпатент Кыргызстана.

Автор выражает глубокую признательность сотрудникам ИМаш НАН КР, Инженерной академии, Кыргызэнерго и ТЭЦ г. Бишкек, за оказанную поддержку и помощь в подготовке материала диссертации.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, трёх приложений и содержит 277 страниц машинописного текста, 162 рисунка, 24 таблиц и библиографию из 222 наименований.

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

В первой главе рассмотрены особенности машин с механизмами переменной структуры, проанализированы методы структурного синтеза механизмов переменной структуры, предложен метод структурного синтеза на основе поэлементного сбора плоской кинематической цепи, сформулирована задача исследований.

О существовании механизмов переменной структуры упоминается еще в 40-х годах в трудах Добровольского, который отмечает: ... «в практике довольно часто встречаются механизмы, структура которых изменяется в процессе действия их, - некоторые звенья останавливаются, другие приходят в движение, третьи изменяют закон своего движения». Однако в связи с началом второй мировой войны 1939-1945 гг. эти работы были приостановлены, и только в 70-80-х годах большое внимание изучению этого вопроса уделил С.Н. Кожевников со своими учениками.

Теории структурного анализа и синтеза механизмов посвящены труды многих ученых. В частности, в работах А.Н.Боголюбова, С.Н.Кожевникова показано, что современная теория структуры механизмов основывается на методах анализа и синтеза, разработанных такими учеными, как П.Л.Чебышев, П.О.Сомов, А.П.Малышев, В.В.Добровольский и др.

Известно, что методом Ассур-Артоболевского получают механизмы с постоянной структурой, а по методу, описанному Абдраимовым С. и Невенчанной Т.О. в работе «Построение механизмов переменной структуры и исследование их динамики», можно получить механизмы переменной структуры, где

для обеспечения перехода механизма из одной структуры в другую в механизм вводятся звено восстановления и конверсионное звено.

По терминологии В.В.Добровольского, конверсионное звено с одноподвижной парой является цепью положительного порядка или плюс монада, соответствующая решению уравнения:

$$l = 3n - 2p_5 \quad \text{при } n=1 \text{ и } p_5=1.$$

Звено восстановления схематично будем изображать так, как показано на рис. 1.

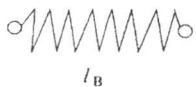


Рис.1. Звено восстановления

Такое звено с двумя одноподвижными кинематическими парами способно не только «соединять несколько механизмов с независимым движением» как цепь отрицательного порядка (по В.В. Добровольскому), или играть роль замыкающей кинематической цепи (ЗКЦ) в механизмах высоких классов, но и, обладая определенными динамическими свойствами, изменять структуру.

Таким образом, нами ранее были получены 182 плоские шестизвенные схемы МПС, включающие четырехзвенные схемы 2-го класса и диаду состоящую из конверсионного звена и звена восстановления. Данный подход можно рассмотреть на следующем примере.

Если взять замкнутую кинематическую цепь, состоящую из трех подвижных звеньев «1», «2», «3» и четырех кинематических пар А, В, С, D (рис. 2а), и разорвать ее в месте соединения любых двух звеньев, то мы получим две разомкнутые ветви цепи, где (например) одна из ветвей будет обладать двумя подвижными звеньями и тремя кинематическими парами, а вторая ветвь – одним подвижным звеном и одной кинематической парой (рис. 2б).

Чтобы объединить эти ветви обратно в одну цепь при этом не изменив подвижность всего механизма, необходимо ввести диаду состоящую из конверсионного звена «4», звена восстановления «5», и кинематических пар «Е, F, J» (рис.3). Следовательно, эта цепь будет состоять из семи кинематических пар и шести подвижных звеньев.

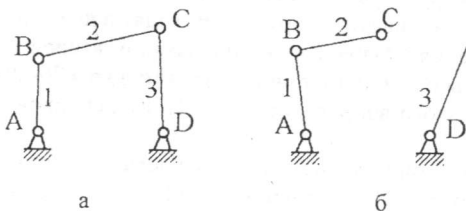


Рис. 2. Структурная схема: а – полная схема; б – вариант размыкания рычажной схемы.

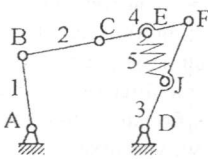


Рис.3 Структурная схема МПС

Следовательно, на сегодняшний день известны два подхода к структурному синтезу: первый – по созданию механизмов переменной структуры (МПС), а второй – классический, известный из теории механизмов и машин. Анализируя эти подходы, можно сделать вывод о том, что возможно их объе-

динение и получение универсальной методики для создания механизмов и машин как с постоянной структурой, так и с переменной структурой.

Когда звено установлено на стойке и имеет одну кинематическую пару пятого класса, его можно рассматривать как ведущее звено или как ведомое звено с подвижностью плюс единица ($w=1$). Когда звено имеет две кинематические пары пятого класса, то такой элемент кинематической цепи имеет степень подвижности минус один. Такие звенья некоторые исследователи называют бинарными, а бинарные звенья, обладающие отрицательной подвижностью, – замыкающие кинематические цепи (ЗКЦ).

Образование структуры механизма осуществляется следующим образом. Выбирается ведомое звено (исполнительный орган) с кинематической парой, установленной на стойке. Подвижность такого элемента кинематической цепи равна плюс единице ($w=1$). Затем выбирается ведущее звено с кинематической парой, установленной на стойке.

Таким образом, выбраны основные элементы кинематической цепи, степень подвижности которых равна двум. С целью получения одноподвижных механизмов необходимо связать эти элементы таким образом, чтобы исключить одну степень подвижности. Это можно осуществить путем соединения ведущего и ведомого звена одним элементом. Элементом, уменьшающим степень подвижности механизма, является кинематическая пара четвертого класса или бинарное звено – ЗКЦ. При соединении ведущего и ведомого звеньев кинематической парой четвертого класса можно получить зубчатое зацепление, кулачковый механизм и др. При соединении ведущего звена с ведомым звеном с помощью бинарного звена получим четырехзвенные механизмы второго класса. А для образования плоских механизмов переменной структуры, в полученные механизмы с постоянной структурой вводятся конверсионное звено и звено восстановления.

Во второй главе приведены доказательства четырех теорем Абдраимова, где показано пространство существования шарнирно-четырёхзвенных механизмов. Определены плоскости, где располагаются начальные механизмы переменной структуры. Синтезируются схемы механизмов переменной структуры с двумя особыми положениями применительно к ударным устройствам.

Кривошипно-коромысловые механизмы относятся к четырехшарнирным механизмам, которые хорошо исследованы многими учеными, начиная от структурного синтеза и заканчивая их динамикой. В результате этих исследований разработаны уникальные конструкции машин на основе четырехшарнирных механизмов. Однако следует отметить, что некоторые проблемы возникают при анализе кривошипно-коромысловых механизмов. Когда звенья механизма выстраиваются в одну линию (особое положение), возникает сложность с описанием его закона движения, так как невозможно построить геометрическую фигуру, позволяющую описать взаимосвязь входных и выходных параметров. Из-за этих трудностей кривошипно-коромысловые механизмы с особыми положениями исследованы недостаточно, хотя результаты последних работ требуют рассмотреть их более подробно.

Теоремы Абдраимова охватывают все возможные схемы кривошипно-коромысловых механизмов с особыми положениями. Особенностью данного подхода является то, что величина (размеры) подвижных звеньев остаются постоянными в конкретном рассматриваемом случае, а межопорное расстояние изменяется от минимума до максимума. Данный подход позволяет охватить все параметры подвижных звеньев.

Первая теорема сформулирована для шарнирно-рычажных механизмов, имеющих различные длины звеньев в случае изменения длины межопорного расстояния от нуля до бесконечности. Т.е.: «Если все постоянные по длине звенья не равны, причем напротив основания механизма размещено наименьшее звено, то при изменении длины основания механизм переходит из двухкривошипного в двухкоромысловый, в любом другом случае механизм переходит из двухкривошипного в двухкоромысловый, затем в кривошипно-коромысловый и двухкоромысловый механизм».

Вторая теорема сформулирована для шарнирно-рычажных механизмов, имеющих два одинаковых по длине звена, которые больше третьего, в случае изменения межопорного расстояния от нуля до бесконечности: «Если два из постоянных по длине звена одинаковы и больше третьего, причем напротив основания механизма размещено одно из наибольших звеньев, то механизм переходит из двухкривошипного в кривошипно-коромысловый, затем в двухкоромысловый. В случае размещения напротив основания механизма наименьшего звена, механизм переходит из двухкривошипного в двухкоромысловый».

Третья теорема сформулирована для шарнирно-рычажных механизмов, имеющих два одинаковых по длине звена, которые меньше третьего, в случае изменения межопорного расстояния (L_0) от «0» до $L_0 = L_1 + L_2 + L_3$: «Если два постоянных по длине звена равны и меньше третьего, причем напротив основания механизма размещено наибольшее звено, то механизм переходит из двухкривошипного в двухкоромысловый, затем в двухкривошипный и снова в двухкоромысловый механизм. В случае размещения напротив основания механизма одного из двух наименьших звеньев, механизм переходит из двухкривошипного в двухкоромысловый, затем в неустойчивый кривошипно-коромысловый и снова в двухкоромысловый механизм».

Четвертая теорема сформулирована для шарнирно-рычажных механизмов, имеющих одинаковые длины звеньев при изменяющемся межопорном расстоянии от нуля до бесконечности, т.е.: «Если все постоянные по длине звенья равны, то механизм переходит из двухкривошипного в двухкоромысловый».

Анализируя все четыре теоремы можно увидеть, что переход шарнирно-рычажных механизмов из одного вида в другой происходит при выполнении условий:

$$\begin{aligned} L_0 &= L_1 + L_2 - L_3, \\ L_0 &= L_1 + L_3 - L_2, \\ L_0 &= L_2 + L_3 - L_1, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L_0 &= \begin{cases} L_1 + L_2 - L_3, \\ L_1 + L_3 - L_2, \end{cases} \\ L_0 &= \begin{cases} L_1 + L_3 - L_2, \\ L_2 + L_3 - L_1, \end{cases} \\ L_0 &= \begin{cases} L_2 + L_3 - L_1, \\ L_1 + L_2 - L_3, \end{cases} \\ L_0 &= \begin{cases} L_1 + L_2 - L_3, \\ L_1 + L_3 - L_2, \\ L_2 + L_3 - L_1. \end{cases} \end{aligned} \quad (1)$$

Эти уравнения возникают при изменении межопорного расстояния L_0 от 0 до $L_1 + L_2 + L_3$ и при следующих комбинациях звеньев механизма:

$$\begin{aligned} L_2 &< L_1 < L_3, \\ L_1 &< L_2 < L_3, \\ L_1 &< L_3 < L_2, \\ L_1 &< L_2 = L_3, \\ L_2 &< L_1 = L_3, \\ L_1 &= L_3 < L_2, \\ L_1 &= L_2 < L_3, \\ L_1 &= L_2 = L_3. \end{aligned} \quad (2)$$

Следует отметить, что случай когда $L_3 < L_1$ не следует рассматривать, это зеркальное отражение случая $L_1 < L_3$. Когда $L_3 < L_1$, третье звено (L_3) выполняет роль кривошипа.

В четырех теоремах рассмотрены и предельные случаи, т.е.:

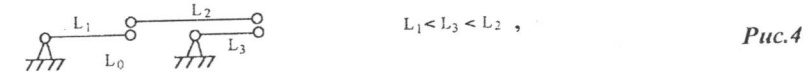
$$L_2 = L_1 < L_3 \quad L_1 = L_3 < L_2 \text{ (при } L_0=0) \quad (3)$$

$$L_0 = L_1 + L_2 + L_3 \quad \text{(при } L_1=\text{const}, L_2=\text{const}, L_3=\text{const}) \quad (4)$$

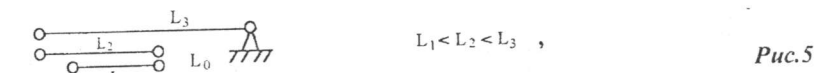
Таким образом, рассмотрены все возможные случаи шарнирно-рычажных механизмов.

Уравнения переходных точек получим из следующих построений (рис.4-10):

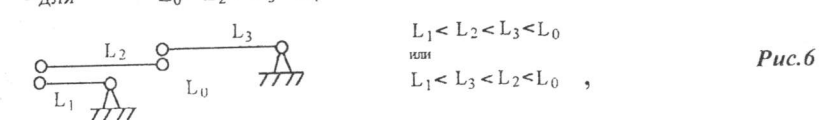
$$\text{- для } L_0 = L_1 + L_2 - L_3 \quad (5)$$



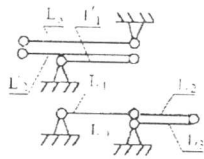
$$\text{- для } L_0 = L_1 + L_3 - L_2 \quad (6)$$



$$\text{- для } L_0 = L_2 + L_3 - L_1 \quad (7)$$



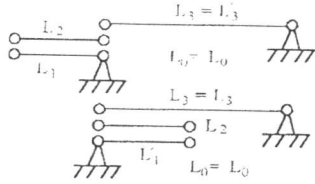
- для $L_0 = \begin{cases} L_1 + L_2 - L_3 \\ L'_1 + L'_3 - L'_2 \end{cases} \quad (8)$



$$\begin{cases} L'_3 = L_3, \\ L'_2 = L_2, \\ L'_1 = L_1, \\ L'_0 = L_0, \\ \left\{ \begin{array}{l} L_2 = L_3; L_1 = L_0, \\ L_2 < L_1 = L_3, \end{array} \right. \end{cases}$$

Рис. 7

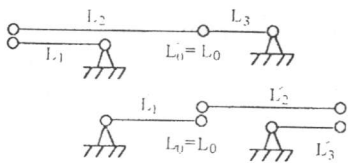
- для $L_0 = \begin{cases} L'_1 + L'_3 - L'_2 \\ L_2 + L_3 - L_1 \end{cases} \quad (9)$



$$\begin{cases} L'_3 = L_3, \\ L'_2 = L_2, \\ L'_1 = L_1, \\ L'_0 = L_0, \\ \left\{ \begin{array}{l} L_0 = L_3; L_1 = L_2, \\ L_1 = L_2 < L_3, \end{array} \right. \end{cases}$$

Рис. 8

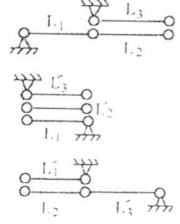
- для $L_0 = \begin{cases} L_2 + L_3 - L_1 \\ L'_1 + L'_2 - L'_3 \end{cases} \quad (10)$



$$\begin{cases} L'_3 = L_3, \\ L'_2 = L_2, \\ L'_1 = L_1, \\ L'_0 = L_0, \\ \left\{ \begin{array}{l} L_1 = L_3; L_0 = L_2, \\ L_1 = L_3 < L_2, \end{array} \right. \end{cases}$$

Рис. 9

для $L_0 = \begin{cases} L'_1 + L'_2 - L'_3 \\ L''_1 + L''_3 - L''_2 \\ L'''_2 + L'''_3 - L'''_1 \end{cases} \quad (11)$



$$\begin{cases} L'_3 = L_3 = L''_3 = L'''_3 = L_3, \\ L'_2 = L_2 = L''_2 = L'''_2 = L_2, \\ L'_1 = L_1 = L''_1 = L'''_1 = L_1, \\ L'_0 = L_0 = L''_0 = L'''_0 = L_0, \\ L_0 = L_1 = L_2 = L_3. \end{cases}$$

Рис. 10

Обобщая четыре теоремы Абдраимова, можно нарисовать области размещения всех шарнирно-рычажных механизмов (рис. 11), где А – коромысловая плоскость; Б – шатунная плоскость; В – межопорная плоскость; Г – плоскость параметров, проходящая через область параметров кривошипно-коромыслового механизма Галлоуэя и точку 2 шатунной плоскости

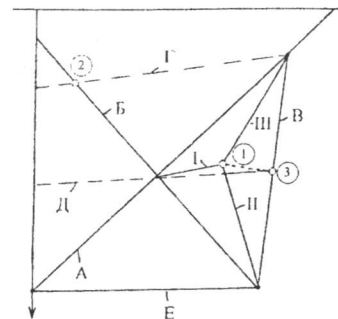


Рис. 11

Д – плоскость параметров, проходящая через область параметров двухкривошипного механизма Галлоуэя и точку 3 межопорной плоскости (при $L_2 = (L_0 + L_3)/2$); Е – плоскость параметров, проходящая через пересечение шатунной и межопорной плоскостей с координатной плоскостью. Точка 1 – пересечение трех плоскостей (А, Б, В); линии I, II, III пересечения, соответственно, плоскостей А и Б, Б и В, А и В. Все восемь сборок шарнирно-рычажных механизмов расположены следующим образом. Между координатной плоскостью и плоскостью «Г» размещены механизмы с параметрами $L_0 - var, L_2 < L_1 < L_3$; между плоскостями «Г» и «Д» – сборки $L_0 - var, L_1 < L_2 < L_3$; между плоскостями «Д» и «Е» – сборки $L_0 - var, L_1 = L_2 < L_3$; на плоскости «Д» – сборки $L_0 - var, L_1 < L_2 = L_3$; на плоскости «Е» – сборки $L_0 - var, L_1 = L_3 < L_2$; а в ее продолжении – сборки $L_0 - var, L_2 < L_1 = L_3$; между последними двумя сборками в плоскости «Е» проходит линия через точку 1. На этой линии находится сборка $L_0 - var, L_1 = L_2 = L_3$. На плоскостях А, Б, В, соответственно, расположены механизмы, отвечающие следующим зависимостям:

$L_0 = L_1 + L_3 - L_2; \quad L_0 = L_1 + L_2 - L_3; \quad L_0 = L_2 + L_3 - L_1.$

Следует отметить, что в результате исследований показана важность этих четырех теорем, которые позволили выявить в пространстве параметров все возможные точки перехода режимов работы механизмов, их расположение. Выявлены три основных уравнения, которые целесообразно проанализировать, рассматривая их как уравнения плоскости в пространстве даст не только качественное, но и количественное представление относительно параметров шарнирных четырехзвенников.

Решение уравнений плоскостей (5) – (7) позволяет получить пространственную диаграмму существования начальных кривошипно-коромысловых механизмов переменной структуры в виде тетраэдра, рис 12.

На одной из граней размещены начальные механизмы с межопорным расстоянием $L_0 = L_1 + L_2 - L_3$. Механизмы, расположенные на этой грани, частично исследованы как безмуфтовые прессы и ударные механизмы, хотя следует отметить, что исследование и создание машин по данной схеме ещё в начальной стадии.

На остальных двух гранях размещены начальные механизмы переменной структуры вида $L_0 = L_1 + L_3 - L_2$ и $L_0 = L_2 + L_3 - L_1$. Эти сборки механизмов также пригодны для создания ударных машин.

Механизмы, находящиеся в плоскостях $AD\theta$, ADH , CDY соответственно, отличаются по своим кинематическим параметрам от соседних механизмов, находящихся в плоскостях θDC , HDB и YDB .

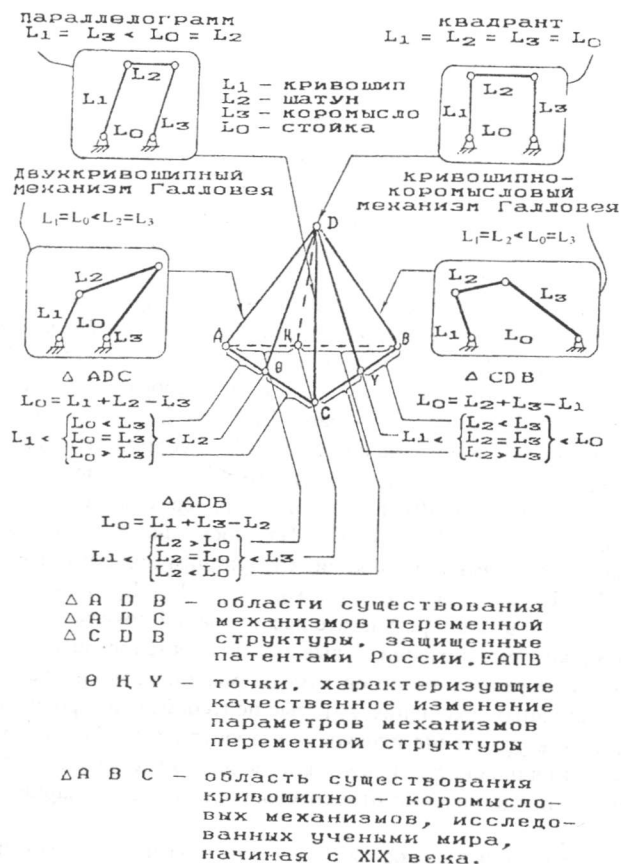


Рис. 12

Более сложные механизмы переменной структуры, где реализуются два закона движения выходного звена, осуществляя холостой и рабочий режим работы, можно получить путем включения в структурную схему конверсионного звена. Эти схемы МПС предполагается использовать в тяжелых машинах, например, в молотах высокой мощности, где холостой режим, благодаря инерци-

онным характеристикам звеньев, будет помогать включаться звеньям рабочего режима и быстро отключаться. При работе в холостом режиме механизм выполняет функции механизма включения.

Механизмы с длинным шатуном, длины звеньев которых соответствуют выражению $L_0 = L_1 + L_2 - L_3$ (5) условно назовем механизмами I группы, с длинным коромыслом при $L_0 = L_1 + L_3 - L_2$ (6) - механизмами II группы, а с длинным основанием при $L_0 = L_2 + L_3 - L_1$ (7) - механизмами III группы. Причем длину конверсионного звена и межопорное расстояние механизма включения и рабочего механизма подбираем таким образом, чтобы механизм имел особое положение в холостом и в рабочем режиме, определяемое одним из трех выражений (5) - (7).

Рассмотрим подробно пример, когда схема механизма имеет особое положения, удовлетворяющие условию механизмов I группы в холостом режиме работы, а при рабочем режиме рабочий механизм удовлетворяет условию II группы.

При вращении кривошипа 1 движение передается конверсионному звену 2', которое совершает качательное движение вокруг точки O_2' (рис. 13 а). Коромысло 3 в этом случае находится в покое. При замыкании конверсионного звена 2' с шатуном 2 (рис. 13 б) опора O_2' становится кинематической парой между шатуном 2 и коромыслом 3. Вращение кривошипа приводит в движение коромысло. Межопорное расстояние становится равным $O_1 O_2$, удовлетворяющим условию $L_0 = L_1 + L_3 - L_2$ (рис. 13 б).

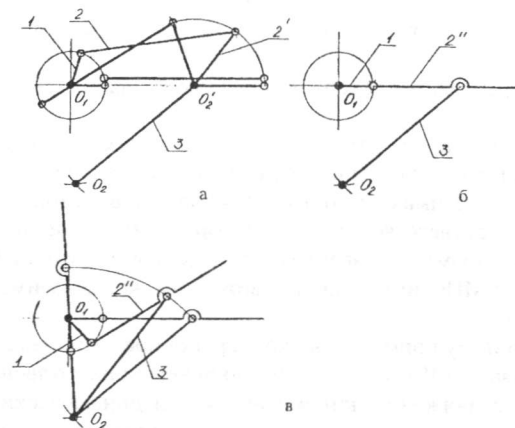


Рис. 13

Линия сложения звеньев в холостом ходе не совпадает с линией сложения звеньев в рабочем ходе. Для таких механизмов это обстоятельство надо учитывать при проектировании машин. Межопорное расстояние механизма включения определяется согласно зависимости:

$$O_1 O_2' = L_0 = L_1 + L_2 - L_2', \quad (12)$$

а для рабочего механизма определяется как:

$$O_1 O_2 = L_0' = L_1 + L_3 - (L_2 - L_2'). \quad (13)$$

При этом для нахождения точки опоры коромысла O_2 делаются засечки от точки O_1 с радиусом равным $O_1 O_2$ и от точки O_2' с радиусом равным L_3 . Точка пересечения этих дуг является точкой опоры коромысла 3.

Угол между линиями $O_1 O_2$ и $O'_2 O_2$ является максимальным углом качания коромысла 3, которое обозначим как β . Этот угол может быть найден из выражения:

$$\cos \beta = \frac{L_3 + [L_1 + L_3 - (L_2 - L'_2)]^2 - (L_1 - L_2 - L'_2)^2}{2L_3[L_1 + L_3 - (L_2 - L'_2)]}. \quad (14)$$

Для перехода из рабочего в холостой режим, коромысло фиксируется на максимальном угле качания, а конверсионное звено и шатун расфиксируются. В этом случае вращательное движение кривошипа приводит к качательному движению конверсионного звена, а коромысло находится в покое. Причем замыкание и размыкание конверсионного звена и шатуна осуществляется, когда кривошип, шатун и конверсионное звено располагаются на одной линии.

Следует отметить, что три группы механизмов содержат 81 механизм с учетом возможности выбора различных соотношений длин их звеньев, удовлетворяющих одному из условий:

$$\begin{aligned} L_1 < L_0 < L_3 < L_2; &\rightarrow L_1 < L_0 = L_3 < L_2; &\rightarrow L_1 < L_3 < L_0 < L_2. \\ L_1 < L_0 < L_2 < L_3; &\rightarrow L_1 < L_0 = L_2 < L_3; &\rightarrow L_1 < L_2 < L_0 < L_3. \\ L_1 < L_2 < L_3 < L_0; &\rightarrow L_1 < L_2 = L_3 < L_0; &\rightarrow L_1 < L_3 < L_2 < L_0. \end{aligned} \quad (15)$$

А с учетом сборок, связанных с двумя крайними положениями рабочего механизма (имеется в виду момент включения), это количество удваивается, т.е. равно 162. Все эти механизмы требуют исследования с целью создания машин на их основе.

Следует обратить внимание на то, что рассмотренные шестизвенные МПС в рабочем и холостом режимах статически определимы, т.е. подвижность механизма равна единице в обоих режимах работы механизма, т.к. взаимоперемещаются только четыре звена, соответственно удовлетворяющих различным двум условиям геометрических параметров звеньев. И только в переходный момент из структуры в структуру МПС имеет две подвижности, когда взаимоперемещаются все шесть звеньев.

Аналогично вышеприведенному примеру, где конверсионное звено замыкается на шатуне, можно предложить МПС с замыканием конверсионного звена на коромысле, у которых законы движения, кинематические и динамические параметры уже будут другими. Это позволит создавать совершенно различные машины и механизмы для многих отраслей промышленности.

На основании результатов создания МПС с двумя особыми положениями был предложен обобщенный механизм переменной структуры с двумя особыми положениями в качестве ударной машины. Шарниры выходного звена устанавливаются на расстоянии от опоры кривошипа, определяемом одним из условий:

$$L_0 = \begin{cases} L_1 + L_2 - L'_2, \\ L_1 + L_2' - L_2, \\ L_2' + L_2 - L_1, \end{cases} \quad \text{и} \quad L'_0 = \begin{cases} L_1 + L_2'' - L_3, \\ L_1 + L_3 - L_2'', \\ L_2'' + L_3 - L_1, \end{cases} \quad (16)$$

где $L'_0 = O_1 O_2$ - расстояние между опорой кривошипа и шарниром выходного звена для рабочего режима; $L_0 = O_1 O'_2$ - расстояние между опорой

кривошипа и шарниром выходного звена для холостого режима; L_1 - длина кривошипа; L_2 - длина шатуна для холостого режима; $L_2'' = L_2 - L_2'$ - длина шатуна для рабочего режима; L_2' - длина конверсионного звена (-выходное звено для холостого режима), L_3 - длина коромысла (-выходное звено для рабочего режима).

Здесь целесообразно особо отметить, что по обобщенной схеме можно создать 324 механизма, имеющих различные законы движения, а также кинематические и динамические параметры.

Это возможно из-за того, что межопорное расстояние в холостом режиме и в рабочем режиме удовлетворяет условиям (16) при различных параметрах звеньев. Кроме того, холостой режим может включаться в двух крайних положениях звеньев рабочего режима.

В третьей главе рассматривается структурный синтез пространственных механизмов переменной структуры, и предлагается методика, суть которой заключается в поэлементной сборке кинематической цепи МПС.

Распространенным методом структурного синтеза, предложенным Ассуром Л.В. и впоследствии развитым Артоболевским, можно получить 9 схем плоских четырехзвенных механизмов. В их числе такие схемы как: шарнирно-рычажная, кривошипно-ползунная, кулисная, тангенсная, синусная, эллипсограф, механизм Ольдгейма и ещё две четырехзвенные схемы похожие на клиновые схемы Добровольского, но с шарнирной развязкой.

Пользуясь этим же способом структурного синтеза, но дополнив четырехзвенные схемы еще одной диадой, в составе которой звено восстановления, мы получим 182 шестизвенных схемы. Одна из таких схем показана на рис. 14 а.

Как уже отмечалось, данная схема пресса ФПА10АО позволяет получать в холостом режиме схему кривошипно-коромыслового механизма (рис. 14 б), когда ползун замкнут со стойкой и неподвижен, а в рабочем режиме - схему кривошипно-ползунного механизма (рис. 14 в), т.к. коромысло замыкается на ползуне и самоустраняется как составная (неподвижно закрепленная) часть ползуна. В предыдущем же случае аналогично самоустраняется ползун. Следует отметить, что каждая из 182 шестизвенных схем МПС позволяет осуществлять преобразование, которое характеризуется заменой двух подвижных звеньев одним в зависимости от условий эксплуатации. При этом взаимоперемещаются только четыре звена (два звена замкнуты друг с другом).

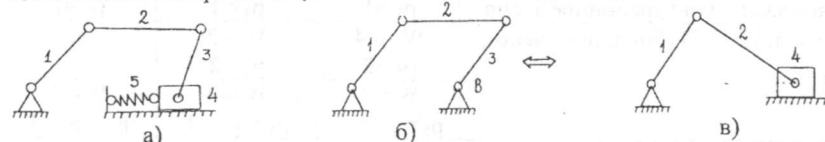


Рис. 14

Все шесть звеньев МПС взаимоперемещаются только в момент замены подвижных звеньев (смены структуры). Это время соизмеримо с быстродействием системы «зацеп-зашелки» (муфты), что позволяет не рассматривать в

рамках данной работы момент смены структуры отдельно, как режим эксплуатации механического устройства.

Из рассмотренного выше очевидно, что преобразование вида подвижности кинематической пары можно осуществлять с помощью различных МПС включая пространственные. Необходимую подвижность механизма достаточно подобрать согласно обобщенной формуле, но формально представив её в виде суммы подвижности звеньев и КП, т.е.:

$$W = W_1 + W_2, \quad (17)$$

где W – степень подвижности механизма,

W_1 – степень подвижности звеньев механизма, $W_1 = (6 - m) n$,

W_2 – степень подвижности КП,

которая всегда отрицательна,

$$W_2 = - \left(\sum_{k=1}^{k=5} (k - m) p_k \right);$$

$m = 0 \div 4$ – общие (родовые) условия связи; n – количество подвижных звеньев; k – число связей, налагаемых на движение звеньев КП; p_k – количество КП, обладающих числом связей k .

Механизмы с переменной структурой, как уже было сказано, получают путем включения в структурную схему звена восстановления и конверсионного звена. Напомним, что конверсионное звено подвижно только в холостом режиме, т.е. оно не предназначено для совершения полезной работы. В рабочем режиме конверсионное звено замкнуто на любом другом (подвижном или неподвижном) звене механизма.

Рассмотрим образование пространственных МПС на основе механизмов 2-го класса. При этом высшие КП не будем рассматривать. Таким образом, нами могут быть использованы только те структурные группы, которые показаны в табл. 1.

Если взять пространственную схему шарнирно-рычажного четырехзвенника, то в него мы включаем конверсионное звено, привносящее дополнительную подвижность, которая будет реализована в одном из режимов и звено восстановления, которое должно исключать привнесённые подвижности во втором режиме.

Таблица 1

Звено с одной КП, входное звено, выходное звено, конверсионное звено	$W=1$ $p_5=1$	$W=2$ $p_4=1$	$W=3$ $p_3=1$
Звено с двумя КП (бинарное звено),	$W=-4$ $p_5=2$	$W=-2$ $p_4=2$	
	$W=-3$ $p_5=p_4=1$	$W=-2$ $p_5=p_3=1$	$W=-1$ $p_4=p_3=1$
Звено восстановления	$W=-4$ $p_5=2$	$W=-3$ $p_5=p_4=1$	$W=-2$ $p_4=2$
		$W=-2$ $p_5=p_3=1$	$W=-1$ $p_4=p_3=1$

На рис.15 показаны схемы пространственных МПС, призванные изменять характер вращательного (или качательного) движения выходного звена. Рис.15а представляет схему, где звено восстановления 6 замыкает звено 5 (конверсионное звено) в одном режиме на стойку 4. В этом случае выходным звеном является звено 3, одним шарниром («Д») связанное с неподвижным звеном 5.

Переход во второй режим работы обусловлен неподвижным замыканием между собой любых двух других звеньев. В этом случае, замыкание происходит в результате действия отдельного устройства, передающего движущий момент и которое в плане исследования кинематических цепей имеет широко принятый термин «муфта» (муфта приводов машин). Но в настоящей работе назовем его «регулирующим механизмом», имея в виду особенности применения в МПС устройства, передающего движущий момент.

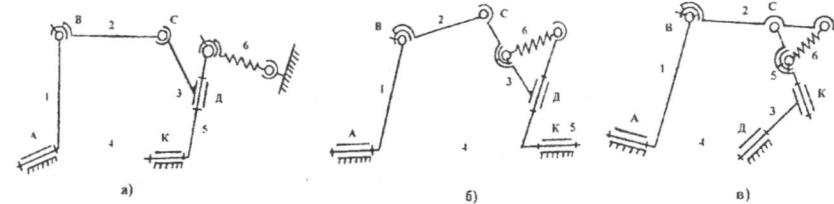


Рис.15

Регулирующий механизм не показан на схеме, он замыкает между собой звено 2 и звено 3. Звено 2-3 обращается в шатун передающий движение от звена 1 к звену 5. При этом звено восстановления 6, вследствие ограниченной жесткости начинает упруго деформироваться и обращается из звена (твёрдого тела) в вспомогательный элемент (упругое тело).

С использованием данной методики синтезированы шестизвенные пространственные схемы МПС второго класса на основе девяти четырехзвенных схем с низшими кинематическими парами (p_5, p_4, p_3): шарнирно-рычажной, кривошипно-ползунной, кулисной, синусной, тангенсной, схемы Ольдгейма, эллипсографа и двух клиновых схем Добровольского с шарнирной развязкой.

Рассмотрены пути перехода четырехзвенных пространственных схем друг в друга, основанные на качественном и количественном сочетании различных видов подвижностей кинематических пар, входящих в состав пространственных МПС.

В результате структурного синтеза из множества найденных схем выбраны наиболее перспективные, на наш взгляд, механизмы. И на их основе создаются различные технологические машины и оборудование.

В четвертой главе рассматриваются машины, разработанные и созданные на основе МПС. Одна из таких машин – виброударная машина МО-10, которая используется для очистки бункеров приема угля от зависшей угольной массы (рис.16). Машина МО-10 в настоящее время установлена на угольных бункерах ТЭЦ г. Бишкек.

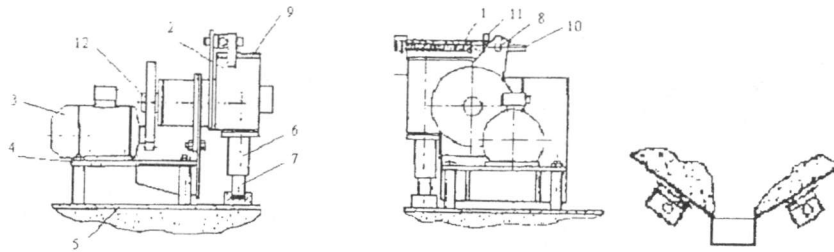


Рис. 16. Установка для очистки бункеров приема угля: 1 - пружина, 2 - механизм переменной структуры, 3 - электродвигатель, 4 - плита, 5 - бункер, 6 - бокса, 7 - волновод, 8 - кронштейн, 9 - крышка, 10 - тяга, 11 - гайка, 12 - одноступенчатый редуктор.

Для кинематического и кинетостатического исследования конструкции ударных механизмов была разработана методика расчета их параметров с учетом механической характеристики применяемого в качестве привода вращения кривошипа асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором. При расчетах учитывались упругая деформация звеньев, силы трения и зазоры в шарнирах. Ударные механизмы имеют возможность работать с частотой 6, 8 и 10 Гц. Энергия единичного удара составила от 63 Дж до 123 Дж. Испытания показали работоспособность машины. В процессе испытания машин МО-10 было предложено использовать подобную машину для очистки золошлакопроводов ТЭЦ, т.к. их очистка являлась весьма проблематичной и трудоемкой ручной работой. Механизировать данный процесс ранее не удавалось.

Для решения этой проблемы была разработана стационарная ударная установка, в которой использованы ударные механизмы машины МО - 10, применяемые для бункеров приёма угля (рис.17, 18).

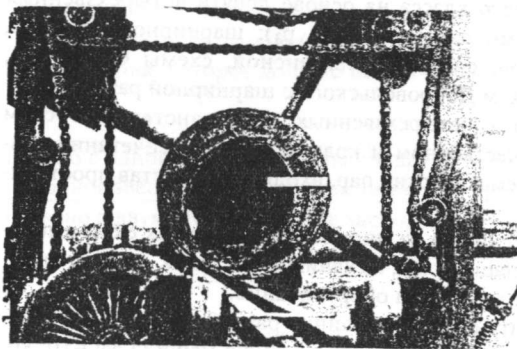


Рис. 17 Труба золошлакопровода до обработки машиной МО-10.

подшипниках, возникающие перекосы находятся в допустимых конструкцией

В процессе работы была разработана методика расчета ударного узла с четырьмя механизмами типа МО-10, используемых в машине.

Расчеты показали, что энергия единичного удара превышает 100 Дж, а усилия, действующие на элементы механизма в результате возникающих механических колебаний, превышают 2000 кгс. Следствием больших усилий являются перекосы осей шарниров. Если в шарнирах, выполненных на шариковых



Рис.18 Труба золошлакопровода после обработки машиной МО-10.

шарниры ударного механизма, причем если энергия снизилась на 14%, то максимальные усилия - на 45%.

Снижение энергии удара, усилий действующих на шарниры ударного механизма, и скорости удара дало основание к увеличению частоты ударов с целью увеличения производительности машины.

На следующем этапе этих работ, для сокращения времени и средств на транспортировку труб разработана и создана переносная установка для очистки труб на месте.

Переносная установка МП-1 (рис.19) предназначена для очистки трубопроводов от отложений шлака виброударным способом.

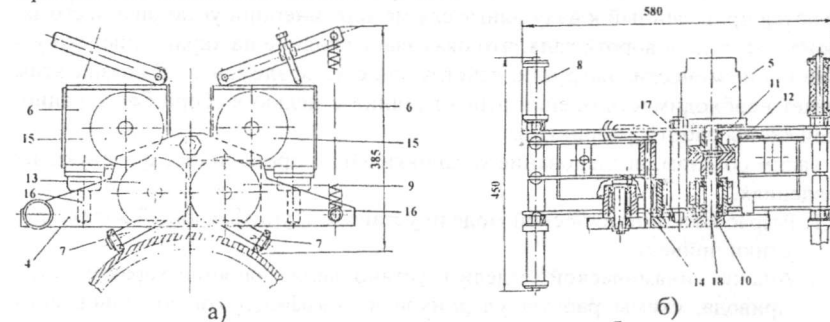


Рис.19 Переносная машина МП-1 для очистки труб золошлакопроводов, 1, 2, 3 - кривошип, шатун, коромысло, соответственно (на рисунке не показаны); 4 - корпус МП-1; 5 - гидродвигатель НШ-32; 6 - ударный узел, состоящий из кривошипа, шатуна, коромысла и волновода; 7 - салазки; 8 - ручки; 9 - ведущее колесо; 10 - приводной вал; 11, 12 - полумуфты; 13 - промежуточное колесо; 14 - вал промежуточного колеса; 15 - шестерня; 16 - волновод; 17 - шпоночное соединение; 18 - шпонка;

подшипников пределах, то в шарнире скольжения шатун - коромысло это приводит к скачкообразному увеличению момента трения и как следствие - к перегреву шарнира. Для устранения этого недостатка данный шарнир был выполнен с диаметральной зазором до 1,5 мм.

Последующие испытания показали, что это изменение оправдало себя: нагрев шарнира шатун - коромысло резко уменьшился. Если ранее после 1 минуты работы необходимо было останавливать механизм для охлаждения, то после проведения указанной доработки время непрерывной работы стало практически неограниченным: при непрерывной работе в течение 10 мин. заметного нагрева шарниров не наблюдалось.

Энергия единичного удара при этом, как показывают расчеты, снизилась, но одновременно снизились и усилия, действующие на шарниры ударного механизма, причем если энергия снизилась на 14%, то максимальные усилия - на 45%.

Снижение энергии удара, усилий действующих на шарниры ударного механизма, и скорости удара дало основание к увеличению частоты ударов с целью увеличения производительности машины.

На следующем этапе этих работ, для сокращения времени и средств на транспортировку труб разработана и создана переносная установка для очистки труб на месте.

Переносная установка МП-1 (рис.19) предназначена для очистки трубопроводов от отложений шлака виброударным способом.

В пятой главе исследуется работа машины МП-1 при ее подключении к гидросистеме тракторов, автосамосвалов или к специальной насосной установке. Эти исследования проводятся на основе разработки и анализа динамической модели установки.

Теоретические исследования установки и результаты ее эксплуатации показали, что её выходные характеристики: энергия, частота ударов, ударная мощность, а также прочность и долговечность элементов ударных механизмов могут существенно зависеть от характеристик привода, свойств обрабатываемого объекта и схемы работы ударных механизмов в составе машины.

В связи с этим возникла необходимость исследования влияния характеристик гидростанции на работу установки с целью обоснования их рациональных типов и параметров, которые бы обеспечивали получение по возможности большей выходной мощности установки при одновременном снижении динамических нагрузок в ее элементах.

Влияние свойств обрабатываемого объекта на характеристики машины проявляется через коэффициент восстановления скорости бойка-коромысла при ударе по инструменту. Этот коэффициент зависит от жесткости контактной характеристики инструмента с обрабатываемой трубой. По мере отделения шлака от трубы он может меняться, оказывая влияние на динамику машины. В связи с этим необходимо оценить влияние коэффициента восстановления скорости коромысла при ударе на динамику и характеристики установки с целью прогнозирования возможных диапазонов изменения характеристик установки в процессе ее работы.

Поскольку установка МП-1 оснащена двумя виброударными механизмами, то возможно две схемы работы механизмов. Первая схема – когда ударники наносят удары по трубе одновременно. Назовем эту схему синхронной. Вторая – когда ударники наносят удары поочередно через равные интервалы времени. Эту схему назовем асинхронной. При работе ударников по различным схемам изменяются приведенный к валу двигателя момент инерции установки и его зависимость от угла поворота вала, что оказывает влияние на характеристики установки и динамические нагрузки, действующие на её элементы. В связи с этим возникает необходимость оценки этого влияния с целью выбора более рациональной схемы работы ударников.

Таким образом, исследование установки МП-1 проводилось в следующих направлениях.

1. Разработка динамической модели установки, учитывающей характеристики привода.
2. Анализ динамической модели и установление влияния характеристик привода, схемы работы ударников и коэффициента восстановления скорости коромысла при ударе на выходные характеристики установки: энергию, частоту ударов, ударную мощность, расход жидкости.
3. Экспериментальные исследования характеристик установки при различных схемах работы ударников и при её питании от специальной гидростанции и гидросистемы трактора МТЗ-80. Установление зави-

симости её характеристик от частоты вращения вала двигателя трактора или от давления жидкости (при использовании специальной гидростанции).

4. Экспериментальная оценка достоверности основных результатов и выводов, сделанных на основе анализа динамической модели установки.

Исходя из рассмотрения конструктивной схемы установки, ее исходная динамическая модель может быть представлена в виде, показанном на рис.20.

В этой модели:

J_0 - момент инерции ротора двигателя;

$J_{ш}$ - момент инерции шестерен;

J_y - приведенный к кривошипу момент инерции ударного механизма;

e_1, e_4 - податливость шпонок;

e_2 - податливость вала;

e_3 - податливость зубчатого зацепления;

e_5 - податливость вала кривошипа ударного механизма.

Приведенный момент инерции ротора двигателя включает в себя момент инерции самого ротора J_0 и приведенный к нему момент инерции жидкости в трубопроводах $J_{ж}$

$$J_0 = J_0 + J_{ж} \quad (17)$$

Приведенный момент инерции жидкости определялся из условия равенства кинетических энергий:

$$\frac{J_{ж} \omega^2}{2} = \frac{m u^2}{2}, \quad (18)$$

где ω - скорость вращения ротора; u - скорость потока жидкости; m - масса жидкости в трубопроводах.

Подставляя u и Q в уравнение (18) найдем:

$$J_{ж} = \frac{\rho l q^2}{4\pi^2 \eta^2 S}$$

где ρ - плотность жидкости; l - длина трубопровода; q - характеристика гадродвигателя; $\eta = 0,9$; S - площадь поперечного сечения трубопровода.

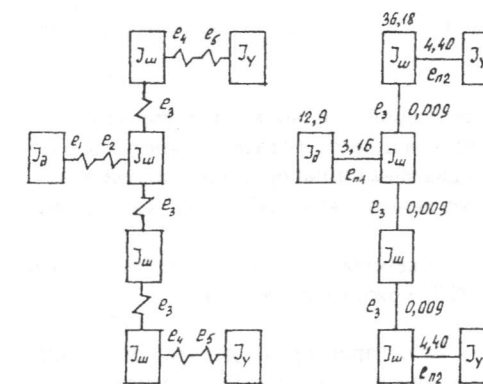


Рис.20

Остальные параметры модели, за исключением приведенного момента инерции ударного механизма, определены по известным формулам.

Приведенный момент инерции ударного механизма в общем случае определяется как

$$J_y = J_1 + J_2 u_{21}^2 + J_3 u_{31}^2 \quad (19)$$

где J_1, J_2, J_3 - соответственно моменты инерции кривошипа, шатуна и коромысла; u_{21}, u_{31} - передаточные функции соответственно от шатуна к кривошипу и от коромысла к кривошипу.

Пренебрегая моментами инерции кривошипа и шатуна вследствие их малости по сравнению с моментом инерции коромысла, запишем формулу (19) в виде

$$J_y = J_3 u_{31}^2 \quad (20)$$

Как известно передаточная функция u_{31} описывается выражением:

$$u_{31} = \frac{1}{d^2 + 4\lambda_0 \sin^2\left(\frac{\varphi_1}{2}\right)} \left[d + 2\lambda_0 \sin^2\left(\frac{\varphi_1}{2}\right) + \frac{2\lambda_0 \sin^2\left(\frac{\varphi_1}{2}\right) - d\lambda_0 \cos\left(\frac{\varphi_1}{2}\right)}{\left[\left(\frac{\lambda_2 \lambda_{23}}{\lambda_0}\right) - \sin^2\left(\frac{\varphi_1}{2}\right)\right]^{0.5}} \right] \quad (21)$$

где $d = l - \lambda_0$; $\lambda_0 = \frac{l_0}{l_1}$; $\lambda_2 = \frac{l_2}{l_1}$; $\lambda_3 = \frac{l_3}{l_1}$; l_0, l_1, l_2, l_3 соответственно длины основания, кривошипа, шатуна и коромысла ударного механизма; φ_1 - угол поворота кривошипа.

В результате преобразований, методом выделения парциальных систем и анализа их собственных частот колебаний с небольшой погрешностью получим одномассовую модель с переменным моментом инерции, зависящим от угла поворота вала двигателя.

Движущий момент M_δ определим из условия баланса мощностей в гидродвигателе:

$$M_\delta \omega = pQ\eta, \quad (22)$$

где левая часть уравнения представляет собой мощность, затрачиваемую на вращение вала двигателя, а правая часть - мощность потока жидкости, обеспечивающей вращение вала; p - разность давлений в напорной и сливной полостях двигателя; Q - расход жидкости через двигатель; η - объемный к.п.д. двигателя.

Так как $Q = a\omega/\eta$, $a = q/2\pi$ - объемная постоянная двигателя, отнесенная к одному радиану, то уравнение (22) можно записать в виде:

$$M_\delta = pa \quad (23)$$

Если пренебречь давлением в сливной магистрали вследствие его малости, то величина p в формуле (23) определяется характеристикой гидростанции. Эта характеристика описывалась кусочно-линейной функцией (рис.21), состоящей из двух ветвей, одна из которых соответствует работе станции с открытым переливным клапаном (ветвь 1), а вторая - с закрытым (ветвь 2).

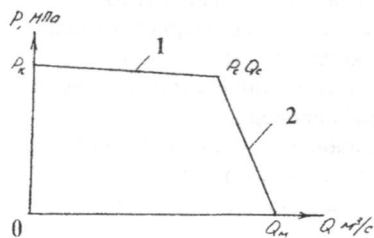


Рис.21

Обе ветви описываются одинаковым по структуре уравнением:

$$p = p_{0i} - A_{i0} Q \quad (24)$$

где p_{0i}, A_{i0} - постоянные коэффициенты, имеющие для каждой ветви свои значения.

Движение одномассовой модели механизма с гидроприводом при переменном моменте инерции механизма, зависящем от угла поворота вала двигателя, описывается нелинейным уравнением вида:

$$J\omega' + 0,5\left(\frac{dJ}{d\varphi}\right)\omega^2 = ap, \quad (25)$$

где φ - угол поворота вала двигателя; $a = q/2\pi$.

Допустим, что в установившемся режиме движения давление p изменяется незначительно и его можно принять постоянным.

В этом случае решение уравнения (25) имеет вид:

$$\omega = \left(\frac{2ap\varphi + \gamma^2 \omega^2 J_+}{J} \right)^{1/2} \quad (26),$$

где $\gamma = R/K$; $R = -(\omega_+/\omega_-)$ - коэффициент восстановления скорости коромысла при ударе; ω_+, ω_- - угловые скорости коромысла соответственно до и после удара; $K = -(u_{31-}/u_{31+})$ - коэффициент изменения передаточного отношения ударного механизма в момент удара; u_{31-}, u_{31+} - передаточные отношения от коромысла к кривошипу соответственно до и после удара; J_+ - значение приведенного момента инерции механизма при угле поворота кривошипа равном нулю. При синхронной работе ударников удар коромыслом по инструменту происходит при $\varphi = 2\pi$. Для этого значения угла уравнение (26) запишется в виде:

$$\omega_- = \left(\frac{4\pi ap + \gamma^2 \omega_-^2 J_+}{J_-} \right)^{1/2},$$

где J_- - значение момента инерции установки при $\varphi = 2\pi$.

Решая это уравнение относительно ω_- найдем:

$$\omega_- = \left(\frac{2pq}{J_- - \gamma^2 J_+} \right)^{1/2}.$$

При поочередной (асинхронной) работе ударников удары наносятся при повороте вала двигателя на угол π . Принимая в формуле (26) $\varphi = \pi$, $\omega = \omega_+$ аналогично предыдущему найдем:

$$\omega_+ = \left(\frac{pq}{J_- - \gamma^2 J_+} \right)^{1/2} \quad (27)$$

Найдя скорости кривошипов в моменты ударов для синхронной схемы работы ударников и асинхронной схемы работы, можно найти скорость коромысла перед ударом:

$$\omega_{3-} = \omega_- u_{31-}, \quad (28)$$

а затем энергию удара каждого ударного механизма:

$$A = \frac{J_3 \omega_3^2}{2}, \quad (29)$$

где J_3 - момент инерции коромысла ($J_3 = 16,7 \cdot 10^{-4}$ кгм²).

Для определения частоты ударов необходимо найти время одного цикла движения установки. Для этого запишем уравнение (26) в виде:

$$\frac{d\varphi}{dt} = \left(\frac{2ap\varphi + \gamma^2 \omega^2 J_3}{J} \right)^{1/2}$$

Подставляя в это уравнение зависимость $J(\varphi)$ и интегрируя его от 0 до 2π при первой схеме работы ударников или от 0 до π при второй схеме работы можно найти время одного цикла движения установки T , а затем частоту ударов каждого ударника. При этом для синхронной схемы работы ударников:

$$f = 1/T, \quad (30)$$

а для асинхронной:

$$f = 1/2T. \quad (31)$$

Ударная мощность механизма определяется как:

$$N = Af, \quad (32)$$

а средний расход жидкости в гидросистеме:

$$Q_{cp} = fq \cdot 10^6 / \eta \quad (33)$$

Одним из параметров, определяющих динамическую нагруженность звеньев ударных механизмов и всей установки в целом, является максимальное значение угловой скорости вала гидродвигателя. Силы инерции, действующие на звенья механизмов и их опорные элементы, пропорциональны квадрату угловой скорости вала двигателя.

Анализ полученных выражений показывает, что максимальное значение скорости вала двигателя соответствует углу его поворота, равному φ_x и определяется зависимостью:

$$\omega_m = \left[(pq/J_1\pi)(\varphi_x + s^2) \right]^{1/2}, \quad (34)$$

Отношение этой скорости к предударной скорости вала двигателя φ_m/φ характеризует «неравномерность» его хода. Чем меньше это отношение, тем меньше динамическая нагруженность элементов машины.

Используя приведенные зависимости, можно построить напорно-расходные характеристики механизма, под которыми понимаются зависимости давления в напорной магистрали гидродвигателя от расхода жидкости через него $P(Q)$.

Построенные таким образом характеристики установки показаны на рис.22, где позиция «а» соответствует синхронной схеме работы ударников, а позиция «б» - асинхронной. На этом рисунке кривые 1, 2, 3, 4, 5 соответствуют значениям коэффициентов восстановления скорости 0; 0,1; 0,15; 0,20; 0,25, прямые 6(1) и 6(2) - описывают первую и вторую ветви характеристики гидростанции с насосом НШ-46, а прямые 7(1) и 7(2) - ветви характеристики гидростанции с насосом НШ-32.

Точки пересечения напорно-расходных характеристик установки (кривые 1-5) с напорно-расходными характеристиками гидростанции (кривые 6 или 7), определяют действительные значения давления жидкости в напорной магистрали установки и ее расход.

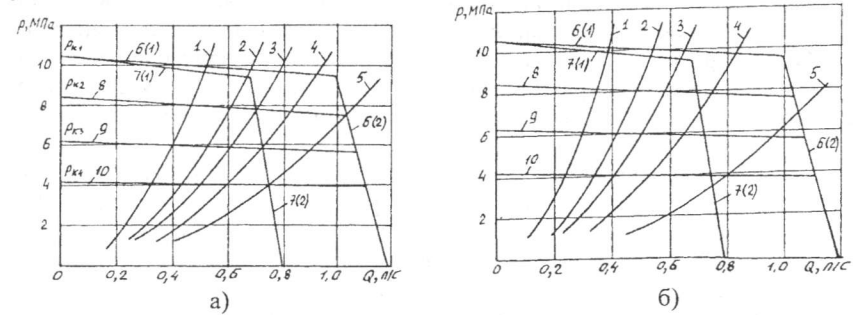


Рис.22

После обработки диаграмм, представленных на рис.22, по изложенной методике с учетом найденных значений давления p в установившемся режиме движения получены зависимости характеристик установки от коэффициента восстановления R при ее работе от гидростанции с насосом НШ-46 и от гидростанции с насосом НШ-32 при постоянной скорости вращения валов насосов, равной 1420 об/мин. (рис.23). На этом рисунке: I-синхронная схема, II- асинхронная схема работы ударников, f - частота ударов, A - энергия удара, N - ударная мощность, ΔQ - величина «потерь» жидкости через переливной клапан.

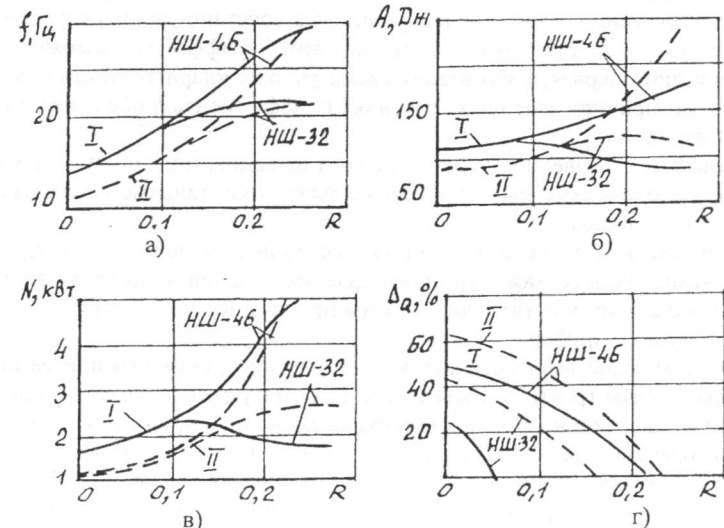


Рис. 23

Из этих графиков видно, что коэффициент восстановления оказывает существенное влияние на характеристики установки, которые в зависимости от этого коэффициента могут изменяться в несколько раз. С увеличением давления все характеристики установки возрастают.

Определение характеристик установки при ее питании от гидростанции трактора «Беларусь», оснащенной насосом НШ-32 показало, что при синхронной работе ударных механизмов их характеристики с увеличением частоты вращения вала двигателя трактора монотонно возрастают на всем диапазоне изменения частоты как при коэффициенте восстановления, равном 0,1, так и при $R = 0,2$.

При асинхронной работе ударников и $R = 0,1$, возрастание характеристик происходит только при увеличении частоты вращения вала двигателя до 1800 об/мин и в дальнейшем характеристики остаются постоянными, что связано с переходом гидростанции на первую ветвь ее характеристики, соответствующую открытому переливному клапану.

При $R = 0,2$ с увеличением частоты вращения двигателя характеристики установки монотонно возрастают и при асинхронной схеме работы ударников. Следует отметить, что при $R = 0,2$ частотные характеристики установки при работе ударников по различным схемам практически одинаковы, а остальные характеристики более лучшие при асинхронной работе ударников.

При $R = 0,1$ и частотах вращения вала двигателя больших 1800 об/мин асинхронная схема работы ударников обеспечивает получение более низких значений частоты, энергии удара и ударной мощности, несмотря на более высокие значения давления в напорной магистрали по сравнению с синхронной схемой работы.

Таким образом, проведенные исследования показали, что характеристики установки существенно зависят от коэффициента восстановления скорости комысла при ударе. При различных значениях этого коэффициента может быть эффективной либо первая, либо вторая схема работы ударных механизмов. В частном случае, при определенных значениях коэффициента R обе схемы могут быть равноценны.

Для оценки достоверности результатов и выводов, полученных при теоретических исследованиях, были проведены экспериментальные исследования характеристик установки.

Для проведения экспериментальных исследований использовался измерительный комплекс в составе датчиков давления рабочей жидкости, тахометра, записывающего устройства 70005 фирмы Брюль и Кьер и быстродействующего самопишущего прибора.

На первом этапе исследовались характеристики установки при её питании от гидросистемы трактора. Выведенная на бумагу запись колебаний давления рабочей жидкости в напорной магистрали, позволила провести сравнительный анализ колебаний давления при обеих схемах работы ударников и при различных частотах вращения вала тракторного двигателя-1600, 1800, 2100 об/мин. Рассмотрим диаграммы колебаний давления в напорной магистрали,

приведенные на рис.24, где а, б, в - соответственно диаграммы колебаний давления при частотах вращения вала двигателя 1600, 1800 и 2100 об/мин. Первая диаграмма на каждой позиции - это записи колебания давления в режиме одновременных ударов обоих ударников; вторая - колебания в режиме поочередных ударов.

Из диаграмм, представленных на рис 24, видно, что они содержат как минимум две гармоники колебаний. Основная (низкочастотная) гармоника имеет частоту, равную частоте ударов. На эту гармонику налагается высокочастотная

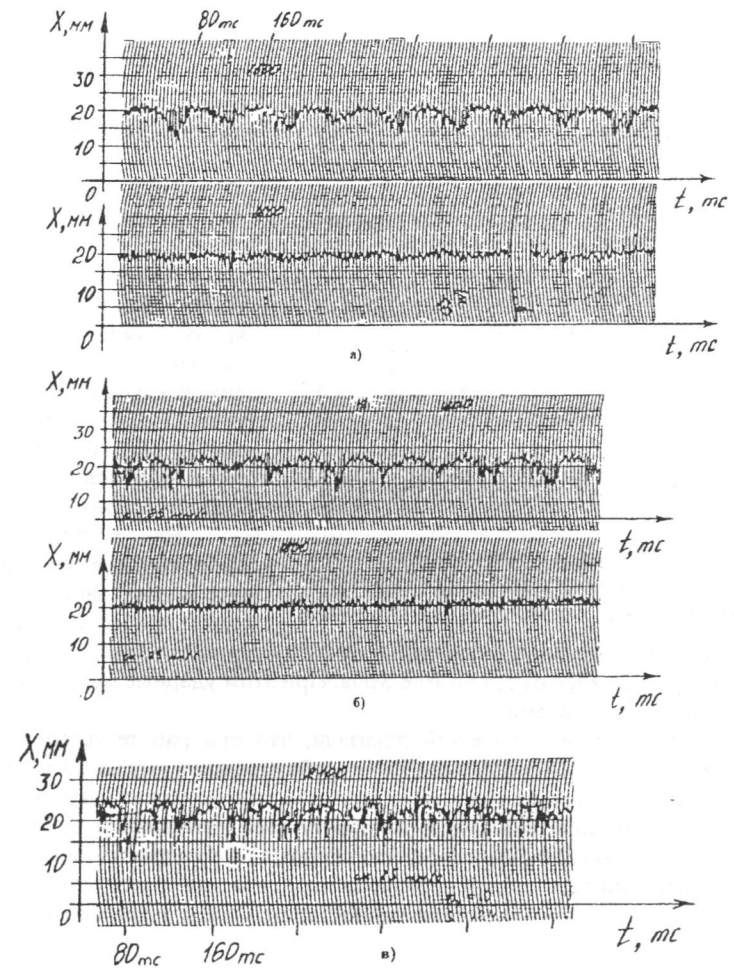


Рис.24,

цена деления по ординате: 1 мм \approx 0,286 МПа.

гармоника (или несколько высокочастотных гармоник) с частотой, на порядок превышающей частоту ударов. Амплитуда высокочастотных гармоник с увеличением частоты вращения вала двигателя и среднего давления в гидросистеме возрастает. Наличие этих гармоник может быть связано как с колебаниями гибких трубопроводов, вызванными их поперечными деформациями, так и с волновыми процессами, протекающими в трубопроводах, которые ранее в динамической модели не учитывались.

Из анализа данных диаграмм следует, что при асинхронной схеме работы ударников и работе установки на ветви 2 характеристики гидростанции давления жидкости в напорной магистрали можно считать постоянным, как это было принято в динамической модели.

На рис. 25 приведены результаты сравнения теоретической характеристики установки, представленной графиком зависимости частоты ударов механизма от частоты ударов вращения вала двигателя при коэффициенте восстановления R , равном 0,2 и экспериментальных результатов, представленных соответствующими точками для синхронной и асинхронной работы ударников. Напомним, что при $R=0,2$ теоретические зависимости $f(p)$ для обеих схем работы ударников совпадают.

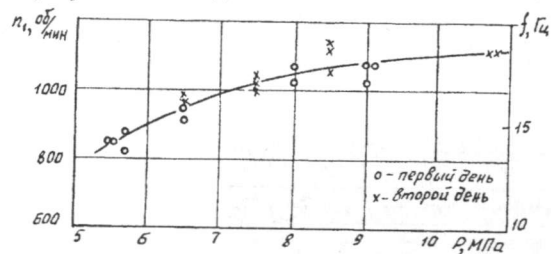


Рис. 25 Сравнение теоретических (кривая) и экспериментальных (точки) результатов определения характеристики установки.

специальной гидростанции с различными давлениями настройки переливного клапана, изменяющимися от 5,5 до 10,8 МПа. При этом ударные механизмы работали по асинхронной схеме.

Результаты этих исследований показали, что при работе установки на ветви 1 характеристики гидростанции из-за срабатывания и динамики переливного клапана в гидросистеме возникают большие динамические нагрузки, оказывающие отрицательное влияние и на работу всей установки в целом. Это подтверждает сделанный ранее вывод, что специальные гидростанции должны оснащаться насосами переменной производительности для обеспечения работы установки на ветви 2 характеристики гидростанции, т.е. с закрытым переливным клапаном.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований позволили сделать следующие выводы.

Из этого рисунка видно, что теоретическая кривая достаточно хорошо согласуется с экспериментальными результатами, что подтверждает достоверность результатов и выводов теоретических исследований.

На втором этапе экспериментов исследовались характеристики установки при её питании от

Асинхронная схема работы ударных механизмов является более предпочтительной по сравнению с синхронной, поскольку при этом обеспечиваются меньшие колебания давлений в гидросистеме и меньшие динамические нагрузки на элементы системы.

Выбор параметров приводной гидростанции следует проводить таким образом, чтобы обеспечивалась работа установки на ветви 2 характеристики гидростанции (с закрытым переливным клапаном). Для обеспечения этого условия необходимо в гидросистеме трактора МТЗ-82 использовать насос типа НШ-46 с регулировкой его частоты вращения изменением числа оборотов вала двигателя.

Специальную гидростанцию целесообразно оснащать насосом переменной производительности для исключения динамических явлений в гидросистеме, связанных с работой переливного клапана.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные результаты работы сводятся к следующим выводам и рекомендациям:

1. Проанализированы методы структурного синтеза плоских механизмов переменной структуры и предложен комбинированный подход для структурного синтеза механизмов с постоянной структурой, а также для механизмов переменной структуры.

2. Показано, что с изменением основания кривошипно-коромысловых механизмов от $0 \leq l_0 \leq l_1 + l_2 + l_3$ изменяют функциональные возможности все восемь их групп, в некоторых случаях до трех раз. Изменения функциональной возможности происходят при $l_0 = l_1 + l_2 - l_3$; $l_0 = l_1 + l_3 - l_2$; $l_0 = l_2 + l_3 - l_1$.

3. Установлено, что пространство параметров кривошипно-коромысловых механизмов разбито на три зоны тремя плоскостями, на которых размещены начальные механизмы переменной структуры. Причем эти три плоскости образуют тетраэдр, на гранях которого размещены кривошипно-коромысловые механизмы со следующими параметрами:

$$l_0 = l_1 + l_3 - l_2, \quad l_1 < l_2 < l_3; \quad l_0 = l_2 + l_3 - l_1, \quad l_1 < l_3 < l_2;$$

$$\text{и } l_0 = l_2 + l_3 - l_1; \quad l_1 < \begin{cases} l_3 \leq l_2 \\ l_2 < l_3 \end{cases}.$$

4. Предложена методика структурного синтеза МПС с двумя особыми положениями, используя начальные механизмы, расположенные на грани тетраэдра.

5. Выявлены новые схемы начальных механизмов переменной структуры имеющие параметры:

$$l_0 = l_1 + l_3 - l_2, \quad l_1 < l_2 < l_3; \quad \text{и } l_0 = l_2 + l_3 - l_1; \quad l_1 < \begin{cases} l_3 \leq l_2 \\ l_2 < l_3 \end{cases}.$$

6. По данным схемам предложено создание нового ударного устройства и получен Евразийский патент.

7. Предложена методика структурного синтеза пространственных механизмов переменной структуры.

8. Разработаны и созданы виброударная машина с МПС для очистки бункеров приема угля ТЭЦ, стационарная установка с МПС для очистки труб золошлакопроводов ТЭЦ, переносная установка для очистки труб золошлакопроводов ТЭЦ. Мобильная установка функционирует как от специальной передвижной насосной станции, так и от гидросистемы тракторов и автосамосвалов.

9. На основании расчета и анализа упругих и инерционных характеристик звеньев установки МП-1 разработана её динамическая модель, учитывающая параметры установки, характеристики её привода и коэффициент восстановления скорости коромысла-бойка при ударе им по инструменту. Обосновано, что в первом приближении эта модель может быть представлена в виде одномассовой системы с переменным моментом инерции.

10. На основании решения нелинейного уравнения движения одномассовой модели получены выражения, определяющие взаимосвязь характеристик установки: частоты и энергии ударов, ударной мощности и расхода жидкости с такими параметрами, как схема работы ударных механизмов (синхронная, асинхронная), коэффициент восстановления скорости ударного элемента при ударе и характеристики приводной гидростанции.

11. Обоснованы рациональные режимы работы установки МП – 1 и параметры её гидропривода.

12. Для оценки достоверности результатов и выводов теоретических исследований проведен цикл экспериментальных работ, результаты которых подтвердили качественный характер теоретических зависимостей характеристик установки от различных факторов.

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: Тез. докл. региональной научно-технической конференции. Ош. 1993. –С. 57. (соавторы: Касымбеков С.Н., Абидов А.О.).

2. Экспериментальные исследование перфораторов с ручным приводом //Тез. докл. международной конференции по проблемам механики и технологии. –Бишкек. 1994. –С.112-113. (соавторы: Касымбеков С.Н., Дыканалиев К.Н., Уркунов З.А.).

3. Механизмы переменной структуры и переменного класса //Spatial Mechanisms and High Mechanisms (Theory and Practice): International Conference, October 4-6. Almaty. – 1994. Republic of Kazakhstan. Vol. 1, -p.81-86. (co-author: Абдраимов С.).

4. Ударные механизмы на основе механизмов переменной структуры //Spatial Mechanisms and High Mechanize(Theory and Practice): International Conference, October 4-6, 1994. –Almaty, Republic of Kazakhstan. Vol. 1, –P. 173-178. (co-authors: Каримбаев Т.Т., Уркунов З.А., Алтынов Б.Д.).

5. Ударный механизм самоотключения //Решение проблемных вопросов теории механизмов и машин: Тез. докл. международной научно-практической

конференции посвященной 75-летию академика Х.Х. Усманходжаева. –Фергана. 1994. –С. 14-15. (соавторы: Касымбеков С.Н., Дыканалиев К.М.).

6. Обзор, анализ и состояние исследования механизмов переменной структуры //Решение проблемных вопросов теории механизмов и машин: Тез. докл. международной научно-практической конференции посвященной 75-летию академика Х.Х. Усманходжаева. –Фергана. 1994. –С. 17. (соавтор: Абдраимов С.).

7. Предпатент № 24 (Кыргызстан). Ударный механизм. 1994. (соавторы: Абдраимов С., Каримбаев Т.Т., Дыканалиев К.М., Касымбеков С.Н.).

8. Ручные инструменты на основе механизмов переменной структуры //Механизмы переменной структуры и вибрационные машины: Материалы второй международной конференции. 5-7 октября. –Бишкек. 1995. –С. 75-78.

9. Механизмы переменной структуры //Сб. трудов Инженерной академии. – Вып. 1. – Бишкек, 1995. – С. 204–210. (соавтор: Абдраимов С.).

10. Работы фирмы «Уста» по созданию машин на основе МПС //Сб. статей Инженерной академии. –Вып. 1. –Бишкек. 1995. –С. 215–219.

11. Новая концепция построения механизмов и машин //Инф. листок №1 (7208), Нац. информ. Центр при Правительстве КР, - Бишкек, 1996, 4 с. (соавтор: Абдраимов С.).

12. Обзор, анализ и перспектива исследования механизмов переменной структуры и переменного класса (МПС и МПК) //Материалы международной научно-практической конференции, посвященной 660-летию Амира Тимура. – Ош. 1996. –С. 138-141. (соавтор: Джолдасбеков С.У.).

13. Основы теории механизмов переменной структуры //Высокогорные исследования, изменения и перспективы в XXI веке: Международная конференция. 14-18 октября. – Бишкек. 1996 г. –С. 155. (соавтор: Абдраимов С.).

14. Механизмы переменной структуры на основании эллипсографа и механизм Добровольского //Проблемы перспективы интеграции образования: Материалы международной научно-теоретической конференции посвященной 5-летию образования КРСУ.-Бишкек. 1998.-С.12-13.

15. Method of veritable structure mechanisms and the necessary conditions of their existing. //New technologies in Islamic countries: International scientific and technical conference. 27-30 June, 1999. –Almaty. Republic of Kazakhstan. –P. 50-51. (co-authors: Abdraimov S., Dykanaliev K.M., Abdraimova N.S.).

16. Impact waves generalizing by variable structure mechanisms //New technologies in Islamic countries: International scientific and technical conference. 27-30 June 1999. –Almaty. Republic of Kazakhstan. –P. 68-70. (co-authors: Eremjants V.E., Fokin J.A., Abdraimova N.S.).

17. Структурный синтез одноподвижных механизмов на основе диады Сильвестра //Механизмы переменной структуры и виброударные машины: Материалы международной конференции. –Бишкек.:Кыргызстан: Мектеп. 1999. –С. 89-99.

18. Механизмы переменной структуры на основе шарнирно-рычажных и кривошипно-ползунных четырехзвенных механизмов //Механизмы переменной структуры и виброударные машины: Материалы международной конференции. –Бишкек.:Кыргызстан, Мектеп. 1999. –С. 99-108.

19. Кривошипно-коромысловые механизмы переменной структуры с двумя особыми положениями //Механизмы переменной структуры и виброударные

машины: Материалы международной конференции. – Бишкек: Кыргызстан, «Мектеп», 1999 г. – С. 108-120. (соавторы: Абдраимов С., Дыканалиев К.М., Абдраимова Н.С.).

20. Предпосылки к кинематическому силовому анализу МПС // Механизмы переменной структуры и виброударные машины: Материалы международной конференции. – Бишкек: Кыргызстан, «Мектеп», 1999 г. – С. 120-127. (соавтор: Абдраимова Н.С.).

21. Анализ передаточных отношений шарнирно-четырёхзвенного ударного механизма с наибольшим шатуном // Технология и перспективы современного инженерного образования науки и производства: Материалы международной научной конференции посвященной 45-летию организации ФПИ-КТУ им. И.Раззакова. 7-8 октября 1999 г. Бишкек, С. 9-14. (соавторы: Абдраимов С., Абдраимова Н.С.).

22. Патент № 00037. Ударный механизм, ЕАПО – Евро-Азиатское патентная организация. 1999 г. (соавтор: Абдраимов С.).

23. Методика расчета ударного элемента механизма переменной структуры // История, культура и экономика Юга Кыргызстана: Материалы международной научной конференции. 19-20 мая 2000 г. – Ош, 2000 г. – С. 277-283. (соавторы: Абдраимов С., Еремьянц В.Э., Фокин Ю.А., Абдраимова Н.С.).

24. Результаты эксплуатации опытного образца машины для очистки труб золошлакоприводов ТЭЦ // История, культура и экономика Юга Кыргызстана: Материалы международной научной конференции. – Ош. 2000. – С. 293-299. (соавтор: Фокин Ю.А.).

25. Исследования рычажных механизмов переменной структуры // Журнал «Наука и новые технологии». №1. – Бишкек, 2000. – С. 171-174. (соавтор: Абдраимова Н.С.).

26. Структурный синтез кривошипно-коромыслового МПС // Материалы научной конференции посвященной 200-летию А.С. Пушкина в Кыргызстане. – Бишкек. 2000. – С. 21. (соавторы: Абдраимов С., Дыканалиев К.М., Абдраимова Н.С. Кудайназаров И.).

27. Определение оптимальных параметров шарнирно-четырёхзвенных ударных механизмов с наибольшим шатуном на основе диаграмм // Материалы научно-практической конференции посвященной 60-летию образования Иссык-Кульского Государственного университета им. К.Тыныстанова. – Каракол. 2001. – С. 202-206. (соавторы: Зиялиев К.Ж., Аканов Д.К., Абдраимова Н.С.).

28. Механизмы переменной структуры – новые горизонты машиностроение // Проблемы строительной отрасли и пути их решения: Сб. трудов республиканской научно-практической конференции (4-6 июля 2001 г.) Часть I. – Бишкек: Технология, 2001. – С. 301-307. (соавторы: Абдраимов С., Абидов А.О., Халмуратов Р.С., Кадыркулов А.К., Каримов А.А., Абдраимова Н.С.).

29. Шарнирно-рычажные начальные механизмы переменной структуры // Современные технологии и управление качеством в образовании, науке и производстве (опыт адаптации и внедрения): Материалы международной научной конференции. Часть II. – Бишкек. КТУ им. И.Раззакова. 2001. – С. 210-213. (соавторы: Абдраимов С., Абдраимова Н.С.).

30. Определение линий пересечения трех плоскостей с координатными плоскостями // Современные технологии и управление качеством в образовании, науке и производстве (опыт адаптации и внедрения): Материалы междуна-

ной научной конференции. Часть II. – Бишкек. КТУ им. И.Раззакова. 2001. – С. 213-217. (соавторы: Абдраимов С., Абдраимова Н.С.).

31. Структурный синтез плоских механизмы переменной структуры. – Бишкек: Илим. 2001. – 99 с.

32. Исследование различных форм коромысел для ударных механизмов // Новые наукоемкие технологии и технологические оборудования: Материалы конференции, посвященной I съезду инженеров Кыргызстана и 10-летию образования ИА КР. – Бишкек: Технология. 2001. – С. 33-38. (соавторы: Абдраимов С., Абдраимова Н.С.).

33. Создание специализированной установки очистки бункеров приема угля ТЭЦ // Новые наукоемкие технологии и технологические оборудования: Материалы конференции, посвященной I съезду инженеров Кыргызстана и 10-летию образования ИА КР. – Бишкек: Технология. 2001. – С. 50-54. (соавторы: Фокин Ю.А., Каримов А.А., Эркебаев М.).

34. Динамический расчет ударного механизма очистителей бункера приема угля ТЭЦ // Новые наукоемкие технологии и технологические оборудования: Материалы конференции, посвященной I съезду инженеров Кыргызстана и 10-летию образования ИА КР. – Бишкек: Технология. 2001. – С. 54-58. (соавторы: Фокин Ю.А., Каримов А.А., Акышов К.М.).

35. Анализ передаточного отношения шарнирно-четырёхзвенного ударного механизма с наибольшим коромыслом // Материалы первой Республиканской научной конференции студентов-физиков и молодых ученых. – Каракол: ИГУ, 2002. – С. 111-116. (соавторы: Абдраимов С., Абдраимова Н.С.).

36. Выбор ударного механизма среди шарнирно-рычажных четырёхзвенников с наибольшим коромыслом // Материалы первой Республиканской научной конференции студентов-физиков и молодых ученых. – Каракол: ИГУ, 2002. – С. 117-123. (соавторы: Абдраимов С., Абдраимова Н.С.).

37. Подъемно-податочный механизм для очистителя золошлакопроводов ТЭЦ // Материалы первой Республиканской научной конференции студентов-физиков и молодых ученых. – Каракол: ИГУ, 2002. – С. 123-127. (соавторы: Каримов А.А., Эркебаев М.Б., Касымалиев Б.М., Аракеев М.У.).

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

РЕЗЮМЕ

Абдраимов Эмиль Самудинович

УРГУЛООЧУ МАШИНАЛАРДА КОЛДОНУУЧУ СТРУКТУРАСЫ ӨЗГӨРҮЛМӨ МЕХАНИЗМДЕРДИН АНАЛИЗИ ЖАНА СИНТЕЗИ

Ачыкч сөздөр: Структуралу синтез, структурасы өзгөрүлмө механизм (СӨМ), динамикалык модел, апкөчтүү механизм, Абдраимовтун теоремалары, машина куруу, кинематикалык чынжыр, звено.

Азыркы учурда машинаны түзүүчү механизмдердин кыймылын тездетүү ар түрдүү шарттар менен чектелип турат. Ушул себептен кыймылды тездетүүнү, механик адистер механизмдердин жаны түзүлүшү-

идею касиетин изилдеп анын кыймыл закондорун көбөйтүү аркылуу машинаны түзүп турган механизмдердин санын азайтуунун үстүнөн иштеп, ошол эле учурда энергияны сарп кылуусун төмөндөтүүдө.

Бул жагдайда, акыркы он жыл арасында структурасы өзгөрүлмө механизмдер көп ишенимди туудурат.

Структурасы өзгөрүлмө механизмдердин эң негизги касиети, бул эки же андан көп кыймыл закондорун акыркы звеного логикалык алгоритм аркылуу берүүсү болуп саналат.

Ушул диссертациядагы изилдеген алкөчтүү механизмдер кыймыл закондорун кинематикалык чынжырды бузбай эле өзгөртөт жана өзгөрүлүп жатканда минималдык энергияны, убакытты сарп кылат.

Бул диссертациялык иштин максаты СӨМдүн структуралык синтедик методдорун түзүү, анын жаңы схемаларын табуу жана табылган схемалардын негизинде машиналарды куруу болуп саналат.

Диссертацияда мейкиндиктеги диаграмманы түзүү методдору аркылуу Абдраимовдун теоремаларынын аныктамасы келтирилген. Структурасы өзгөрүлмө механизмдердин түздүктөгү жана мейкиндиктеги схемаларынын структуралык синтез методдору жаратылган. СӨМдүн жаңы схемалары табылган. Структуралык синтездин графикалык методу менен кошо структуралык схемалардын топологиялык методдору аркылуу өзгөрүлүшү жана ошону менен катар динамикалык моделдерин түзүү, аларды жөнөкөйлөтүү, математикалык жолдор менен чыгаруусу каралган. ТЭЦтин күйүүчү отундарын берүүчү жана күйгөндөн кийинки калдыктарын алып кетүүчү системаларындагы өтпөй калууну жок кылуу үчүн СӨМдүн негизинде машиналар курулган. Ушул машиналар теориялык жана эксперименталдык жол менен изилделген.

РЕЗЮМЕ

Абдраимов Эмиль Самудинович

АНАЛИЗ И СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ ДЛЯ УДАРНЫХ МАШИН

Ключевые слова: Структурный синтез, механизм переменной структуры, динамическая модель, рычажный механизм, теоремы Абдраимова, создание машины, кинематическая цепь, звено.

Увеличение быстродействия механизмов, составляющих машину, ограничено различными условиями. В связи с этим, специалисты по механике увеличению быстродействия связывают с поиском новых свойств механизмов, позволяющих увеличить их функциональные возможности, достигая тем самым сокращения числа механизмов в составе машины, что, в свою очередь, приводит к уменьшению энергоёмкости и металлоёмкости всей машины.

В этом отношении большой перспективой в последние десятилетия обладают машины, созданные на основе механизмов переменной структуры (МПС). Основная особенность МПС заключается в способности реализовывать два и более законов движения выходного звена, причем на основе логического алгоритма. Для рычажных механизмов, исследуемых нами и представляемых в

этой работе, смена закона движения происходит без изменения в кинематической цепи, что позволяет затрачивать при этом минимум энергии и времени.

Целью данной диссертационной работы являлась разработка методов структурного синтеза МПС, выявление новых схем и создание машин на их основе.

В работе приведены доказательства теорем Абдраимова методом построения пространственной диаграммы. Разработана методика структурного синтеза плоских и пространственных схем механизмов с переменной структурой (МПС). Получены новые схемы МПС. Рассмотрены графические методы структурного синтеза вместе с топологическим методом преобразования структурных схем, а также общие методы составления динамических моделей, их упрощения и математического решения. Созданы машины на основе МПС для ликвидации завесания сыпучего материала в узлах топливоподдачи и золошлакопроводов ТЭЦ. Проведены теоретические и экспериментальные исследования этих машин.

THE SUMMARY

Abdraimov Emil Samyidinovich

THE ANALYSIS AND SYNTHESIS MECHANISMS OF VARIABLE STRUCTURE FOR SHOCK MACHINES

Key words: Structural synthesis, the mechanism of variable structure, dynamic model, the lever mechanism, theorems of Abdraimov, creation of the machine, a kinematics circuit, a part.

Today the increase of speed of the mechanisms making the machine is limited to various conditions. In this connection, experts in the mechanics connect increase of speed to search of new properties of the mechanisms, allowing to increase functionality of already mechanisms, reaching thus their reductions in structure of the machine, that, in turn, results in reduction of power consumption of all machine.

In this respect the big prospect last decades the machines created on the basis of mechanisms of variable structure (MVS) have. The basic feature of mechanisms of variable structure in ability to realize two and more laws of movement of a target link, and on the basis of logic algorithm. For lever mechanisms researched by us and represented in this work change of the law of movement occurs without change in a kinematics circuit that allows spending thus a minimum of energy and time.

The purpose of the given dissertational work was development of methods of structural synthesis of mechanisms of variable structure, revealing of new circuits and creation of machines on their basis.

In work proofs of theorems Abdraimov are given by a method of construction of the spatial diagram. The technique of structural synthesis of flat and spatial circuits of mechanisms with variable structure is developed. New circuits of mechanisms of variable structure are received. Graphic methods of structural synthesis together with a topological method of transformation of block diagrams, and also the general methods of drawing up of dynamic models, their simplification and the mathematical decision are considered. Machines are created on the basis of mechanisms of variable structure for liquidation of lag of a loose material in units fuel supply and ash dump thermal power station. Are carried out theoretical and experimental researches of these machines.